

Etude numérique d'un capteur solaire plan à air ayant une rugosité rectangulaire

Khaled Aliane¹ et Mohammed Amine Amraoui²

Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie,
Université Abou bakr Belkaid, B.P. 119, Tlemcen, Algérie

(reçu le 01 Octobre 2012 – accepté le 29 Mars 2013)

Résumé - *Un des problèmes essentiels de l'utilisation de l'énergie solaire est les faibles échanges thermiques entre le fluide caloporteur et l'absorbeur du capteur solaire. Par contre, l'introduction de chicanes (obstacles) disposées en rangées dans les conduits de ces systèmes améliore nettement les transferts thermiques. Dans ce travail, nous étudions l'influence des rugosités au niveau de l'isolant afin d'augmenter les échanges thermiques au sein du capteur. Une étude numérique par la méthode des volumes finis est faite pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air dans un capteur solaire plan muni des chicanes sans et avec rugosité rectangulaire.*

Abstract - *One key problem of using solar energy is low heat exchange between the coolant and absorber of the solar collector. By cons, the introduction of baffle (obstacles) arranged in rows in the ducts of these systems greatly improves heat transfer. In this work, we study the influence of roughness at the insulation to increase thermal exchanges within the sensor. A numerical study using finite volume methods is made to study the dynamic and thermal behavior of the airflow in a solar collector plane with and without baffles with rectangular roughness.*

Mot clés: Capteur solaire plan à air - Rugosité rectangulaire - Modèle k- ϵ - Méthode des volumes finis.

1. INTRODUCTION

En raison de l'insuffisance de l'échange thermique réalisée dans le capteur solaire plan à air entre le fluide et l'absorbeur, il est intéressant à apporter des améliorations pour de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique.

Le rendement d'un capteur solaire -conçu pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique- dépend de sa forme, de la technique choisie et de la façon dont on réduit les pertes de chaleur à la surface de celui-ci.

Il existe une gamme étendue de capteurs solaires à air avec différentes dispositions de l'absorbeur. F. Mokhtari *et al.* [1], ont choisi un capteur avec le passage d'air situé entre l'absorbeur et l'isolant.

Dans le cas des obstacles fixés sur l'isolant, le choix des formes géométriques d'obstacles utilisés doit satisfaire certains critères. En effet, la forme et la disposition des obstacles affectent l'écoulement d'air pendant sa trajectoire.

Les obstacles assurent une bonne irrigation de l'absorbeur, créent la turbulence et réduisent les zones inactives dans le collecteur.

A. Ahmed-Zaïd *et al.* [2] présentent une comparaison entre les résultats obtenus dans les cas du capteur solaire muni d'obstacles et du capteur sans obstacles. Les

¹ kh_aliane@yahoo.fr

² amraoui_mohammedamine@yahoo.fr

différentes formes étudiées, à la fois simples et intéressantes, concernent, les chicanes Delta Cintrées Longitudinalement (DCL), Ogivales Cintrées Longitudinalement (OCL) et Transversales-Longitudinales (TL).

Dans le but de minimiser les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur, Benyelles *et al.* [3] ont proposé de placer un isolant 'aérogel de silice' au dessus de l'absorbeur.

On a peu d'informations concernant le comportement des capteurs solaires à air en convection naturelle, plus précisément l'évolution du débit d'air et l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur.

F. Mokhtari *et al.* [4] présentent les résultats d'une étude expérimentale sur trois configurations de capteurs solaires fonctionnant suivant deux modes de circulation de l'air (circulation naturelle et circulation forcée). Les paramètres caractérisant les performances du système sont évalués instantanément durant la période d'ensoleillement. Ces paramètres permettent de valoriser chacune des trois conceptions des capteurs solaires à air.

Dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires à air, K. Aoues *et al.* [5] ont introduit dans la veine d'air mobile des chicanes qui jouent un rôle à double aspect, favorisant le transfert thermique au fluide caloporteur. K. Aoues *et al.* [6] ont mené un travail théorique en vue d'améliorer le coefficient de transfert convectif entre l'air et l'absorbeur, en plaçant des chicanes cylindriques perpendiculairement à l'écoulement dans la veine d'air dynamique entre l'absorbeur et l'isolant.

A. Labed *et al.* [7] ont mené des travaux expérimentaux et théoriques afin d'améliorer les performances du capteur solaire plan à air en introduisant un nouveau modèle de rugosité artificielle. Le système étudié est un capteur solaire plan à air à simple passe composé d'une seule vitre, d'une plaque absorbante en acier galvanisé peinte en noir mat, d'une plaque arrière en acier galvanisé placé sur l'isolant et d'une isolation arrière. Les rugosités artificielles sont de petits canaux, dont la base est de forme trapézoïdale d'une hauteur de 25 mm, et sont placées entre les deux plaques en acier galvanisé.

Pour le même but, S. Youcef-Ali [8] a étudié expérimentalement un capteur solaire, auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur.

Dans le but d'améliorer l'efficacité du capteur solaire à air, N. Moumami *et al.* [9] ont créé un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière par l'utilisation des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement, et qui permettent de réduire les zones mortes.

Dans ce travail, on mène une étude à la fois qualitative par le moyen de la visualisation numérique et quantitative en traçant les différents profils de vitesses, turbulence et de température en comparant un modèle de capteur solaire sans rugosité et un modèle de capteur avec rugosité rectangulaire.

2. BILAN THERMIQUE GLOBAL DE LA PAROI ABSORBANTE

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit [11]:

$$\varphi_{sa} = \varphi_p + \varphi_u + \varphi_{st} \quad (1)$$

où: φ_{sa} est le flux solaire absorbé, φ_p le flux perdu par la paroi absorbante, φ_u le flux utile transmis au fluide caloporteur et φ_{st} le flux stocké dans le capteur qui s'écrit:

$$\varphi_{st} = M_f \times c_f \times \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

Où: M_f est la masse du fluide introduite dans le capteur définie par: $\sum m_i \times c_i = M_f \times c_f$, i représentant les différents éléments constitutifs du capteur, T la température moyenne du capteur et t le temps.

La puissance absorbée par le capteur s'écrit:

$$\varphi_{sa} \approx \tau_{cs} \times \alpha_{ps} \times G_{(i,\gamma)}^* \times S \quad (3)$$

Où: φ_{sa} est le flux solaire absorbé par la surface exposée, $G_{(i,\gamma)}^*$ l'éclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur, α_{ps} le coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire, τ_{cs} le coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire et S la surface de la paroi absorbante.

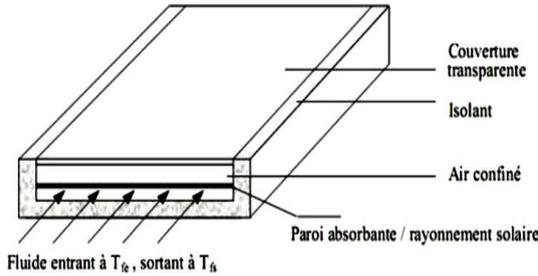


Fig. 1: Schéma de principe d'un capteur solaire plan [10].

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit:

$$\varphi_u = q_{cf} \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4)$$

Où: q_{cf} est le débit calorifique du fluide caloporteur ($W/^\circ C$), T_{fe} la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur et T_{fs} la température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur.

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme:

$$\varphi_{p \rightarrow} = h_p \times (T_{pm} - T_a) \times S \quad (5)$$

Où: h_p est le coefficient global de pertes du capteur, T_{pm} la température moyenne de la paroi absorbante et T_a la température de l'air extérieur.

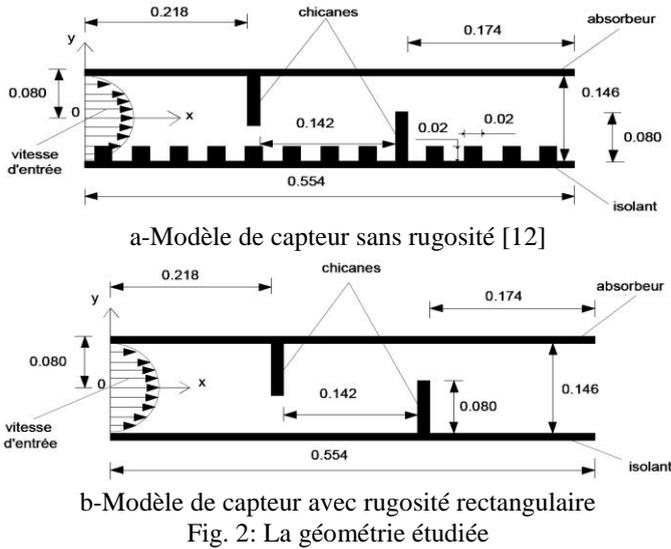
Dans le cas d'un capteur plan, la température moyenne T_{pm} peut en première approximation être calculer par:

$$T_{pm} = \frac{3T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad (6)$$

Pour tenir compte de la non-linéarité de l'évolution de la température du fluide dans le capteur et de l'écart de température ΔT existant entre le fluide et la paroi absorbante.

3. PROBLEMATIQUE

Pour l'amélioration des performances du capteur solaire, nous avons pris le modèle de Demartini [12] (Fig. 2a-), où nous avons ajouté des rugosités au niveau de l'isolant, pour augmenter la surface d'échange entre l'isolant et le fluide caloporteur (Fig. 2b-).



La géométrie du problème étudié est un conduit rectangulaire muni de chicane 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, (iv) Modèle de turbulence ($k - \epsilon$) à bas nombre de Reynolds.

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

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + S_{\phi} \quad (7)$$

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 l'énergie de dissipation turbulente. Γ_{ϕ} et S_{ϕ} sont respectivement les coefficients de la diffusion turbulente et le terme source associés à la variable ϕ .

Le **Tableau 1** récapitule les équations de la région principale d'écoulement en mentionnant Γ_{ϕ} et S_{ϕ} .

Tableau 1: Sommaire des équations résolues pour la région d'écoulement

Equation	ϕ	Γ_{ϕ}	S_{ϕ}
Continuité	1	0	0

(8)

Quantité de Mouvement selon x	u	μ_e	$\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right]$	(9)
-------------------------------	---	---------	---	-----

Quantité de Mouvement selon y	v	μ_e	$\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right]$	(10)
-------------------------------	---	---------	---	------

Energie	T	$\frac{\mu_e}{\sigma_T}$	0	(11)
---------	---	--------------------------	---	------

Energie turbulente	k	$\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$-\rho \cdot \varepsilon + G$	(12)
--------------------	---	----------------------------------	-------------------------------	------

Dissipation turbulente	ε	$\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$(C_1 G - C_2 \rho \cdot \varepsilon) \times \frac{\varepsilon}{k}$	(13)
------------------------	---------------	--	---	------

Avec: $G = \mu_t \times \left\{ 2 \times \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \times \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right\}$ (14)

$\mu_e = \mu_l + \mu_t$ (15)

$\mu_t = f_\mu \cdot \rho \cdot c_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$ (16)

Les constantes turbulentes dans les équations ont été adoptées selon ceux de Launder *et al.* [13] et de Chieng *et al.* [14]. Elles sont présentées sur le **Tableau 2**.

Tableau 2: Constantes turbulentes dans les équations gouvernantes

C_μ	$C_1=C_2$	C_2	σ_k	σ_ε	σ_t
0.09	1.44	1.92	1	1.3	0.9

4. MODELE DE TURBULENCE k - ε A BAS NOMBRE DE REYNOLDS

Jones *et al.* [15] ont proposé pour la première fois le modèle (k - ε) k-ε à bas nombre de Reynolds ‘LRN’, en présentant des fonctions d’atténuation basées sur le nombre de Reynolds turbulent local ($Re_t = k^2 / \nu \times \varepsilon$). Beaucoup de chercheurs ont proposé de nombreuses variantes du modèle de ‘LRN’, et les différences entre divers modèles sont les valeurs constantes du modèle et les formules des fonctions d’atténuation. Dans la version de Versteeg *et al.* [16], les fonctions d’atténuation f_1 , f_2 et f_μ utilisées dans le nombre de Renolds ‘LRN’ sont présentées sur le **Tableau 3**.

Tableau 3: Expressions des fonctions d’atténuation

Fonctions d’atténuation	
f_1	$\left(1 - \exp(-0.0165 \times R_y) \right)^2 \times \left(1 + 20.5 / R_T \right)$ (17)

$$f_2 = 1 + (0.05 / f_\mu)^2 \quad (18)$$

$$f_\mu = 1 - \exp(-R_T^2) \quad (19)$$

Où:

$$R_T = \rho \times K^2 / \varepsilon \times \mu \quad (20)$$

$$R_y = \rho \times \sqrt{K_y} / \mu \quad (21)$$

La fonction d'atténuation f_μ indiqué au Tableau 3, qui est une fonction de la distance normale aux parois $y^+ = y \times \sqrt{K} / V$, est employée pour modéliser l'effet d'atténuation lié aux corrélations de pression contrainte à proximité des parois.

Le nombre de Reynolds est défini par le diamètre hydraulique:

$$Re = \frac{\rho \times D_h \times U_{in}}{\mu} \quad (22)$$

Dans le sens d'écoulement principal, le coefficient local de transfert thermique $h(x)$ est calculé comme suit:

$$h(x) = k_t(x) \times \frac{T_W - T_p(x)}{y_p \times l} \quad (23)$$

où k_t est la conductivité thermique turbulente donnée par la loi de paroi. L'indice 'p' indique le premier nœud intérieur du mur plein.

Considérant que le calcul est confiné dans un cycle où la différence entre la température de mur T_W et la température moyenne $T_b(x)$ ($T_W - T_b(x)$) est donnée par:

$$T_b(x) = \frac{\int_A u(x,y) \times T(x,y) \times dA}{\int_A u(x,y) \times dA} \quad (24)$$

5. CONDITIONS AUX LIMITES

Ce travail adopte un écoulement turbulent entièrement développé. Les paramètres 0 , k , ε ont été obtenus par un calcul numérique qui utilise le modèle $(k - \varepsilon)$ à bas nombre de Reynolds (LRN).

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

a- A l'entrée du canal

$$u = U_{in}, v = 0, T = T_{in} \quad (25)$$

$$k_{in} = 0.005 \times U_{in}^2 \quad (26)$$

$$\varepsilon_{in} = 0.1 \times k_{in}^{3/2} \quad (27)$$

où k_{in} est la condition d'admission pour l'énergie cinétique turbulente et ε_{in} est la condition d'entrée pour le taux de dissipation.

b- Les parois inférieure et supérieure de la conduite sont maintenues à une température constante (T_W)

- aux parois, la condition de non- glissement est adoptée:

$$u = v = 0 \quad (28)$$

- aux parois et en utilisant le modèle k- ϵ à bas nombre de Reynolds, la condition suivante est appliquée :

$$K = \epsilon = 0 \quad (29)$$

c- A l'interface solide/fluide, les conditions suivantes sont appliquées:

$$\lambda_f \times \frac{\partial T_f}{\partial x} = \lambda_s \times \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad \text{et} \quad T_f = T_s \quad (30)$$

d- Conditions à la sortie du canal

A la sortie, on assume que tous les gradients sont nuls.

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

- La vitesse de l'air à l'entrée: $U_0 = 7.8 \text{ m/s}$
- La température de l'air à l'entrée: $T_e = 300 \text{ K}$
- L'énergie cinétique turbulente à l'entrée: $k = 0.005 \times U_0^2 = 0.3042 \text{ m}^2/\text{s}^2$
- L'énergie de dissipation à l'entrée: $\epsilon = 0.1 \times k^2 = 0.009253764 \text{ m}^2/\text{s}^2$
- La température de l'absorbeur et de la chicane supérieure: $T_{\text{abs}} = 380 \text{ K}$
- La température de l'isolant et de la chicane inférieure: $T_{\text{iso}} = 340 \text{ K}$
- La pression à la sortie: $P_s = P_{\text{atm}}$
- La température à la sortie: $T_s = 360 \text{ K}$.

6. SOLUTION NUMERIQUE

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 Differencing Scheme) de Patankar [17].

Par conséquent, l'équation algébrique générale peut être écrite comme suit:

$$a_{i,j} \times \phi_{i,j} = a_{i+1,j} \times \phi_{i+1,j} + a_{i-1,j} \times \phi_{i-1,j} + a_{i,j+1} \times \phi_{i,j+1} + a_{i,j-1} \times \phi_{i,j-1} + b \quad (32)$$

Le coefficient de diffusion aux interfaces a été évalué par le moyen harmonique et les vitesses, une fois requis, par une moyenne arithmétique (interpolation linéaire). Les équations discrètes de conservation ont été résolues par la méthode TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm). L'utilisation de ces arrangements était nécessaire pour obtenir un taux de convergence plus rapide.

Le facteur de sous-relaxation a été soigneusement choisi pour empêcher de grandes variations dans le terme source. On a assumé que la solution est convergée quand le critère suivant a été satisfait.

$$\text{Max} \left(\frac{|\phi - \phi^*|}{|\phi|} \right) \leq \delta \quad (33)$$

où, (*) dénote la valeur de l'itération précédente. ϕ représente les variables dépendantes u , v , p , k , ε , et T . δ est une erreur prescrite. Dans ce travail, on sélectionne $\delta = 10^{-4}$ pour $\phi = u$, v , k et $\delta = 10^{-5}$ pour $\phi = T$.

Un maillage non uniforme de 300×100 a été effectué pour modéliser exactement l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans ce problème, selon les directions verticales et horizontales. Pour chaque chicane, on a adopté un nombre de nœuds de 20×15 .

Ce maillage est fortement concentré près de la chicane pour capturer les gradients élevés de vitesse, pression et température. Afin d'assurer l'indépendance de grille des résultats, une série d'essais pour des maillages non uniformes a été effectuée. Le choix de la distribution du maillage s'avère suffisant pour la chaîne des essais du maillage étudiés.

7. DISCUSSIONS ET INTERPRETATIONS

7.1 Validation des résultats

Les résultats de la simulation numérique ont été validés avec les travaux de Demartini [12]. Ces résultats sont donnés par la figure 3. La figure montre une bonne concordance entre nos résultats et les résultats de Demartini.

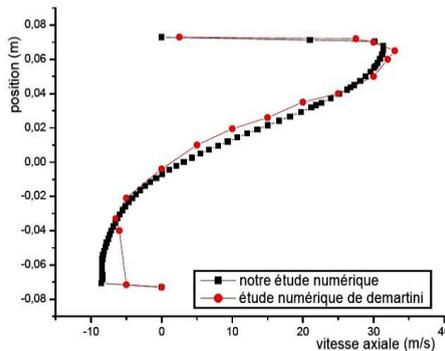


Fig. 3: Comparaison des résultats

7.2 Lignes de courant

A l'entrée, la vitesse est uniforme juste en amont de la première chicane, zone 'A' pour les deux modèles étudiés. Le fluide forme un volume mort (l'écoulement stagne à cet endroit). L'arête vive en amont présente un point de décollement (zone 'B'). Cependant, l'écoulement se détache de la paroi de l'obstacle, ce qui provoque une dépression en aval de ce même obstacle. Cela est confirmé d'ailleurs par la présence d'un noyau tourbillonnaire très active, zone 'C'.

L'existence de cette première chicane va orienter l'écoulement vers la paroi inférieure. Par contre, la deuxième chicane (zone 'D') va l'orienter vers la paroi supérieure, ce qui permet au fluide de capter toute l'énergie thermique de l'absorbeur.

En aval de la deuxième chicane (zone 'E'), il apparaît une autre zone morte de recirculation.

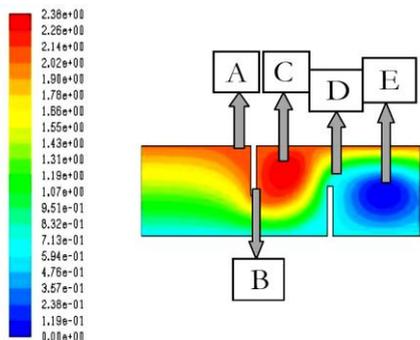


Fig. 4: Lignes de courant (sans rugosité)

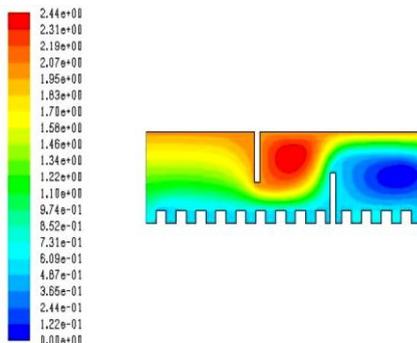


Fig. 5: Lignes de courant (rugosité rectangulaire)

7.3 Vecteur de vitesse V

On distingue plusieurs zones dans les deux modèles étudiés et cela suivant l'intensité de vitesse, (faible ou grande). Les vitesses sont faibles juste en amont de la première chicane zone 'A' pour les deux modèles étudiés. Ils sont aussi faibles en amont et en aval de la deuxième chicane dans sa partie inférieure, ainsi que dans les aspérités de la rugosité. Les vitesses sont très importantes au dessous de la première chicane et au dessus de la deuxième chicane.

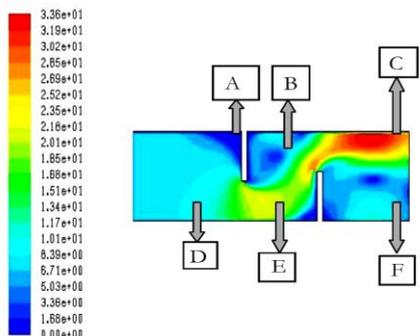


Fig. 6: Vecteur de vitesse V (sans rugosité)

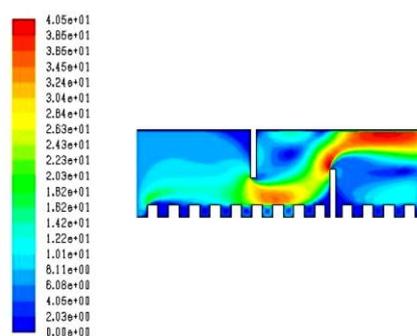


Fig. 7: Vecteur de vitesse V (rugosité rectangulaire)

Grâce à la rugosité, la vitesse est très importante dans la zone 'D', (Fig. 7) par rapport au premier type sans rugosité, où la vitesse est très faible, (Fig. 6).

Dans la zone 'E', la vitesse est importante pour le modèle de capteur à rugosité rectangulaire (3.65 m/s). Par contre dans le type de capteur sans rugosité, la vitesse est moins importante (2.52 m/s), (Fig. 6).

Dans la zone 'C', les vitesses deviennent très importantes. Elles sont comprises entre 3.36 m/s pour le type sans rugosité, (Fig. 6) et 4.05 m/s pour le capteur à rugosité rectangulaire, (Fig. 7).

Dans la zone 'B' et 'F', il apparaît une dépression causée par l'existence de la première chicane (zone 'B') et la deuxième chicane (zone 'F'), ce qui diminue la vitesse en cet endroit.

7.4 Composante de la vitesse longitudinale u

Les figures 8 et 9 donnent les champs de vitesses respectivement pour le cas de capteur sans rugosité et avec rugosité rectangulaire. On distingue six zones différentes (A, B, C, D, E, F).

En aval de la première et de la deuxième chicane, zone 'B' et 'F', les vitesses sont dans le sens inverse de l'écoulement pour le cas sans rugosité (Fig. 8). Pour le deuxième cas (avec rugosités), les vitesses sont presque nulles (Fig. 9).

Dans la zone 'D' et pour le cas avec rugosité (Fig. 9), la première rugosité présente un point de décollement. Ces aspérités seront remplies d'air à de très faibles vitesses. Par contre dans le premier type sans rugosité, la vitesse est homogène en cet endroit voir (Fig. 8).

Dans la zone 'E', la vitesse reste toujours faible dans les aspérités, mais elle prend des valeurs importantes vis-à-vis du cas sans rugosité (3.63 m/s pour la rugosité rectangulaire).

Dans la zone 'C', les vitesses prennent des valeurs très importantes: elles sont entre 3.36 m/s pour le type sans rugosité voir (Fig. 8) et 3.91 m/s pour la rugosité rectangulaire (Fig. 9).

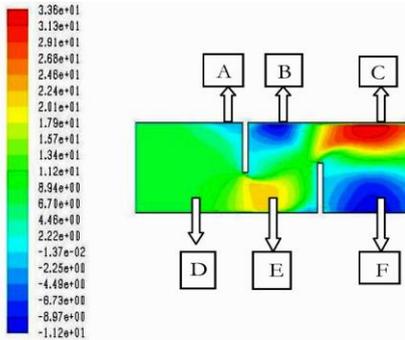


Fig. 8: Composante de la vitesse longitudinale u (sans rugosité)

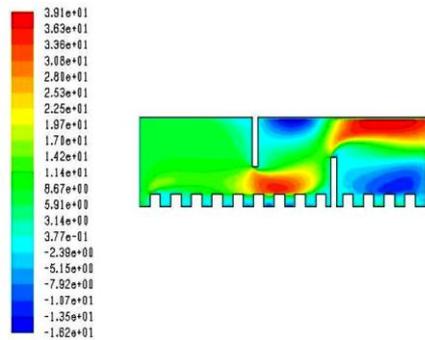


Fig. 9: Composante de la vitesse longitudinale u (rugosités rectangulaires)

7.5 Composante de la vitesse transversale v

Pour le cas de la composante transversale (v), on constate des gradients de vitesse positifs au niveau du sommet de la deuxième chicane et des gradients de vitesse négatifs au niveau du sommet de la première chicane et cela pour les deux cas étudiés (Fig. 10 et 11).

7.6 Champs des températures

Les champs de températures sont donnés par les figures 12, 13. Pour le cas sans rugosité, la température devient importante juste en aval de la deuxième chicane. Par contre, pour le cas avec rugosité, les températures prennent des valeurs importantes et progressives à partir de la première chicane. Cela veut dire que seulement un tiers de la

veine fluide sera chauffé pour le cas sans rugosité, par contre le fluide commence à s'échauffer presque au mi-chemin de la veine fluide pour les cas avec rugosité.

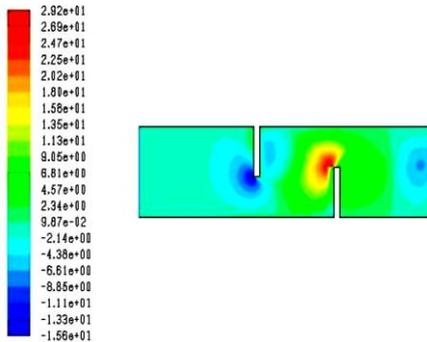


Fig. 10: Vecteur de vitesse v
(sans rugosité)

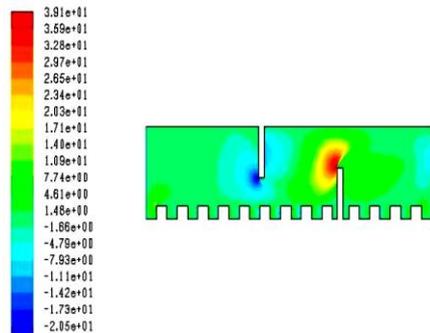


Fig. 11: Vecteur de vitesse v
(rugosités rectangulaires)

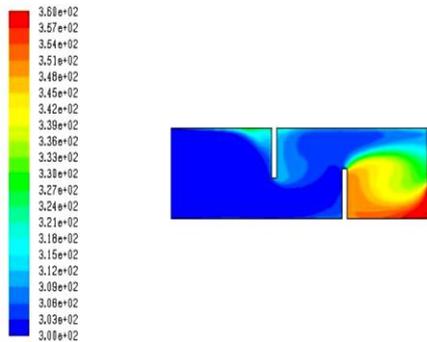


Fig. 12: Champ de température
(sans rugosité)

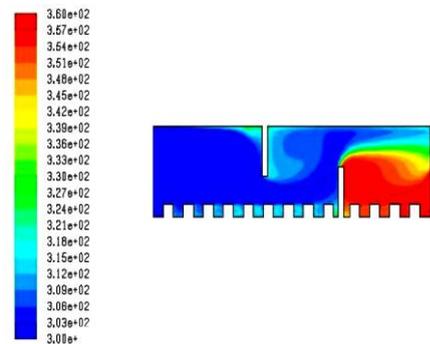


Fig. 13: Champ de température
avec rugosité rectangulaire

8. CONCLUSION

Ce travail présente une contribution efficace pour l'amélioration des performances d'un capteur solaire plan à air. L'amélioration des performances des capteurs solaires consistait à limiter les déperditions thermiques entre l'absorbeur et l'ambiance avec un choix judicieux des composants des capteurs. C'est dans les derniers temps, l'optimisation des performances porte plus particulièrement sur la circulation du fluide caloporteur.

Cette partie de simulation nous a montré qu'en partie amont de la première chicane (zone 'A'), les vitesses sont faibles pour les deux types de capteurs étudiés. En plus, au niveau de la rugosité (pour le cas de capteur avec rugosité), cette vitesse devient presque nulle. Cela est équivalent à la formation d'une couche mince de fluide bloqué dans ces aspérités.

Grâce à la rugosité incorporée dans le capteur, la vitesse est très importante dans la zone 'D', 'E' et 'C', (Fig. 7) et par rapport au cas de capteur sans rugosité, où la vitesse est très faible, (Fig. 6).

Concernant les champs de températures, et pour le cas sans rugosité, la température devient importante juste en aval de la deuxième chicane. Par contre, pour le cas avec rugosité, les températures prennent des valeurs importantes et progressives à partir de la première chicane.

L'existence des chicanes homogénéise donc la distribution de la température suivant toute la veine fluide du capteur, ce qui permet d'augmenter le transfert de chaleur et par la suite améliorer le rendement du capteur solaire.

NOMENCLATURE

f_1, f_2 et f_μ : Fonctions d'atténuation	k : Energie cinétique turbulente (m^2/s^2)
$G_{(i,\gamma)}^*$: Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur ($W.m^{-2}$)	\bar{h} : Coefficient moyen de transfert thermique ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
$h(x)$: Coefficient local de transfert thermique ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	h_p : Coefficient global de pertes du capteur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
k_{in} : Condition d'admission pour l'énergie cinétique turbulente (m^2/s^2)	k_t : Conductivité thermique turbulente ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
M_f : Masse du fluide introduite dans le capteur (kg)	p : Premier nœud intérieur du mur plein
$Nu(x)$: Nombre local Nusselt	T : Température ($^\circ C$)
q_{cf} : Débit calorifique du fluide caloporteur ($W/^\circ C$)	\bar{Nu} : Nombre moyen de Nusselt
Re : Nombre de Reynolds	S_ϕ : Terme source associés la variable ϕ
T_{fe} : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur ($^\circ C$)	T_a : Température de l'air extérieur ($^\circ C$)
T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante ($^\circ C$)	T_w : Température de mur ($^\circ C$)
\ddot{a} : Erreur prescrite	T_{fs} : Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur ($^\circ C$)
α_{ps} : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire	u et v : Vitesses moyennes locales dans les directions x et y (m/s)
ε : Energie de dissipation turbulente (m^2/s^2)	$T_b(x)$: Température moyenne ($^\circ C$)
t : Temps (s)	τ_{cs} : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire
φ_p : Flux perdu par la paroi absorbante (W)	ε_{in} : Condition d'entrée pour le taux de dissipation (m^2/s^2)
φ_{st} : Flux stocké dans le capteur (W)	φ_{sa} : Flux solaire absorbé (W)
φ_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur (W)	Γ_ϕ : Coefficients de la diffusion turbulente
	ϕ : Vecteur composé des grandeurs u, v, k, T et ε

REFERENCES

- [1] F. Mokhtari et D. Semmar, 'Etude Expérimentale d'un Capteur Solaire à Air', Revue des Energies Renouvelables, Valorisation, pp. 243 – 246, 1999.

- [2] A. Ahmed-Zaïd, 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', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 4, pp. 69 – 78, 2001.
- [3] F. Benyelles, B. Benabadjia, B. Benyoucef et Z. Ziani, 'Comparaison entre un Capteur à Aérogel de Silice et d'autres Capteurs Plans', 13^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 28-30 Août 2007.
- [4] F. Mokhtari et D. Semmar, 'L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air', Revue des Energies Renouvelables', Journées de Thermique, pp. 159 – 162, 2001.
- [5] K. Aoues, N. Moumami, M. Zellouf, A. Moumami, A. Labed, E. Achouri et A. Benchabane, 'Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire Plan à Air - Etude Expérimentale dans la Région de Biskra', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 12, N°2, pp. 237 - 248, 2009.
- [6] K. Aoues, N. Moumami, M. Zellouf, A. Labed et E. Achouri, 'Etude de l'Influence des Rugosités Artificielles sur les Performances Thermiques des Capteurs Solaires Plans à Air', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°2, pp. 219 - 227, 2008.
- [7] A. Labed, N. Moumami, K. Aoues, M. Zellouf, A. Moumami, 'Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Air Muni d'une Nouvelle Forme de Rugosité Artificielle', Revue des Energies Renouvelables, Vol 12, n° 4, p 551-561, (2009).
- [8] 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.
- [9] N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami 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.
- [10] Ouvrage, 'Memosol: Memento d'Héliotechnique', Afedes, Edition Européenne thermique et industrie, Paris 1979.
- [11] Y. Jannot, 'Thermique Solaire', 2007.
- [12] 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.
- [13] B.E. Launder and D.B. Spalding, 'The Numerical Computation of Turbulent Flow', Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, N°2, pp. 269 – 289, 1974.
- [14] C.C. Chieng and B.E. Launder, 'On the Calculation of Turbulent Heat Transport Downstream from an Abrupt Pipe Expansion', Numerical Heat Transfer, Vol. 3, N°2, pp. 189 – 207, 1980.
- [15] W.P. Jones and B.E. Launder, 'The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, N°2, pp. 301 - 314, 1972.
- [16] H.K. Versteeg and W. Malalasekera, 'An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method', Addison Wesley Longman Limited, England, 1995.
- [17] S.V. Patankar, 'Numerical Heat Transfer and Fluid Flow', (Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences(, Hemisphere Pub. Corp., McGraw-Hill, 1980.