

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد- تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd- Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



THESE

Présentée pour l'obtention du **grade** de **DOCTEUR EN SCIENCES**

En : GENIE MECANIQUE

Spécialité : ENERGETIQUE

Par : Mr. HENAOUI MUSTAPHA

Sujet

AMELIORATION DES PERFORMANCES DYNAMIQUES ET THERMIQUES D'UN
CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR DOTE DE CHICANES A MICRO-CANAU

: Soutenue publiquement, le 18 / 06 / 2020 , devant le jury composé de

Mr. HOUMAT Abderrahim	Professeur	Univ. Tlemcen	Président
Mr. ALIANE Khaled	Professeur	Univ. Tlemcen	Directeur de thèse
Mr. HASSINI Abdelatif	Professeur	Univ.Oran2	Examineur 1
Mr.BOUKLI HACENE Fouad	MCA	Ecole Supérieure en sciences appliquées Tlemcen	Examineur 2

Dédicaces

*Je dédie ce travail
A ma chère mère
A mes frères et mes sœurs*

A ma petite famille

A mon directeur de la Thèse Pr. ALIANE Khaled

Remerciements

Je remercie ALLAH de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme ce présent travail.

J'exprime mes gratitudes, mes reconnaissances et mes sincères remerciements à Pr. ALIANE Khaled pour m'avoir encadré tout le long de mon projet.

J'exprime mes gratitudes, mes reconnaissances et mes sincères remerciements à Mr HOUMAT Abderrahim Professeur et Directeur de laboratoire MECACOMP pour avoir accepté de présider le jury de ma soutenance malgré ses nombreuses charges.

Je suis très sensible à l'honneur que me fait monsieur HASSINI Abdelatif, Professeur à l'Univ.Oran2 en acceptant, de participer à ce jury.

Je suis extrêmement reconnaissant à monsieur Mr. BOUKLI HACENE Fouad, maître de conférences à l'Ecole Supérieure en sciences appliquées Tlemcen, et je le remercie d'avoir bien voulu accepter de juger ce travail.

SOMMAIRE

Chapitre I

Introduction à l'énergie solaire et analyse bibliographique

I.1 Introduction.....	1
I.2 Energie solaire en Algérie.....	1
I.3 Le système solaire.....	3
I.4 Repérage du Soleil dans la Voûte Céleste	6
I.4.1 La longitude λ	6
I.4.2 La latitude ϕ	6
I.4.3 La déclinaison solaire δ	6
I.4.4 Angle horaire ω	7
I.4.5 Les cinq temps	7
I.4.6 Direction du faisceau de rayonnement solaire	8
I.5 Estimation du rayonnement solaire.....	9
I.6 Exploitation technologique de l'énergie solaire	11
I.6.1 Modèle physique d'un capteur solaire	13
Couverture transparente	14
Absorbeur	14
I.6.2 Transfert thermique dans les capteurs solaires	14
I.6.2.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur.....	14
Pertes entre la vitre et l'extérieur	14
a-Pertes convectives	14
b-Pertes radiatives	14
Pertes entre l'absorbeur et la vitre.....	15
a-Pertes convectives	15
b-Pertes radiatives	16
I.6.2.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur	16
I.6.2.3 Pertes thermiques latérales.....	17
I.6.2.4 Transfert de chaleur par convection forcée dans un capteur solaire.....	17
Calcul du coefficient d'échange par convection	18
I.6.3 Modèles de turbulences.....	19

I.6.4 Bilan thermique et calcul de rendement.....	19
Efficacité d'un capteur solaire à air.....	20
I.7 Modélisation d'un capteur solaire par la CFD (Computational Fluid Dynamic)	20
I.8 Etude bibliographiques	21
Amélioration des performances des capteurs solaire plan par l'utilisation de chicanes	28
Conclusion.....	33

Chapitre II

Méthodes de résolution numériques et présentation du code "FLUENT"

II.1 Introduction	35
II.1.1 Méthodes des différences finies	35
II.1.2 Méthodes des éléments finis.....	35
II.1.3 Méthodes spectrales.....	35
II.1.4 Méthodes des volumes finis	35
II.2 Maillage	35
II.3 Présentation du code de calcul Fluent	37
II.3.1 Pré - processeur "GAMBIT"	37
II.3.2 Solveur "FLUENT"	38
II.3.3 Post-processeur "FLUENT"	38
II.4 Méthode de résolution des équations de transport par la méthode des volumes finis.....	38
II.4.1 Discrétisation du domaine de calcul.....	38
II.4.2 Contexte mathématique	40
II.4.2.1 Équation de discrétisation pour deux dimensions	40
II.4.2.2 Équation de discrétisation pour trois dimensions	43
II.4.2.3 Schéma numérique	46
II.4.2.4 Calcul du champ d'écoulement.....	46

II.4.3 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse	50
II.4.3.1 Algorithmes de résolution	50
II.5 Résolution numérique.....	50
II.5.1 Paramètre de contrôle de la convergence	50
II.5.2 Critère de convergence	50
II.5.3 Sous-relaxation	50
II.6 Étapes de résolution du problème.....	50
II.7 Conclusion	51

Chapitre III

Approche numérique

III.1 Introduction	52
III.2 Formulation mathématique du problème	53
III.2.1 Équation de continuité.....	54
III.2.2 Équation de la quantité de mouvement	54
III.2.3 Équation de l'énergie	54
III.3 Modèles de turbulence	55
III.4 Conditions aux limites.....	55

Chapitre IV

Résultats et Interprétation

IV Résultats et interprétations	62
IV.1 Le choix du modèle dans notre étude.....	62
VI.2 Validation des Résultats.....	64
IV.3 Maillage	64
IV.4 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour différentes vitesses d'entrées d'air	66
IV.5 Les profils de la vitesse axiale à la sortie pour les deux modèles du capteur	72
IV.6 l'évolution de la grandeur de la vitesse pour le capteur à chicanes perforées Pour différentes vitesses d'entrées d'air.....	74
IV.7 L'évolution de l'énergie cinétique pour différentes vitesses d'entrées d'air	75
IV.8 L'évolution du nombre local de Nusselt et coefficient de frottement	77
IV.9 Distribution de la température à la sortie pour les deux modèles du capteur solaire.....	80

Conclusion

Conclusion.....	85
-----------------	----

NOMENCLATURE

A : Notation latine

Symbole	Désignation	Unité
A_c	Surface de captage	m^2
AM	Masse d'air	kg
C_f	Coefficient de friction	-----
C_μ, C_1, C_2	Constantes empiriques	-----
d	Diamètre des perforations	m
D	Dimension caractéristique de la surface d'échange	m
D_{soleil}	Diamètre du soleil	m
D_{terre}	Diamètre de la terre	m
e_{is}	Épaisseur de l'isolant	m
C_p	Capacité calorifique	$KJ/kg.K$
D	Diamètre hydraulique	m
g	Accélération due à la gravité	m/s^2
G	Densité du flux thermique globale	Wm^{-2}
Gk	Taux de production	-----
I_{cs}	Constante solaire	W/m^2
I	Rayonnement total sur une surface	W/m^2
h_{va}	Coefficient d'échange thermique par convection dû au vent	$W/m^2.K$
$h_{r,ve}$	Coefficient d'échange thermique par radiation entre le vitrage et l'air ambiant	$W/m^2.K$
h_{c-av}	Coefficient d'échange thermique par convection entre l'absorbeur et la vitre	$W/m.K$
$h_{r,av}$	Coefficient d'échange thermique par radiation entre l'absorbeur et le vitrage	$W/m.K$
I	Constante solaire	$W.m^{-2}$

K_{is}	Conductivité thermique de l'isolant	$W/m.K$
k	L'énergie cinétique turbulente à l'entrée	m^2/s^2
L_c	Espace entre absorbeur et la couverture de verre	m
m_a	débit d'air massique	kg / s
n	Numéro du jour	-----
p	Pression	N/m^2
p_{atm}	Pression atmosphérique	N/m^2
\bar{p}	Pression moyenne	N/m^2
p'	Pression fluctuante	N/m^2
P_{out}	Pression de sortie	N/m^2
Ps	La pression à la sortie	N/m^2
Pr	Nombre adimensionnel de Prandtl	-----
$Q_{c,av}$	Flux de chaleur par convection de l'absorbeur vers le vitrage	W
$Q_{r,av}$	Flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage	W
$Q_{rad,vc}$	Flux de chaleur échangé par rayonnement entre le vitrage et l'air	W
Nu	Nombre adimensionnel de Nusselt	-----
J	Flux total	W
J_i	Flux total dans la direction i	W
J_x, J_y	Flux total dans la direction x et y	W
Re	Nombre adimensionnel de Reynolds	-----
Re_L	Nombre de Reynolds basé sur L	-----
S	Surface de la plaque	m^2
Sc	Surface du capteur	m^2
S_{lat}	Surface latérale du capteur	m^2
Pe	Nombre adimensionnel de Peclet	-----
T	Température	K
T_a	Température ambiante	K
T_{abs}	Température de l'absorbeur	K
T_c	Température du ciel	K
Te	Température du fluide à l'entrée du capteur	K
$T_{entrée}$	Température du fluide à l'entrée du capteur	K

T_{sortie}	Température du fluide à la sortie du capteur	K
T_f	Température du fluide caloporteur	K
T_{is}	Température de l'isolant	K
T_p	Température de la paroi	K
T_v	Température du vitrage	K
T_{vo}	Température extérieure de la vitre	K
T_{vi}	Température intérieure de la de la vitre	K
TSV	Temps solaire vrai	Heure
TSL	Temps solaire local	Heure
TU	Temps universel	Heure
U_{arr}	Coefficient global de pertes arrière	$W/m^2.K$
U	Coefficient des pertes thermiques global	$W/m^2.K$
U_{av}	Coefficient global de pertes avant	$W/m^2.K$
U_{lat}	Pertes thermiques latérales	$W/m^2.K$
Um	Vitesse moyenne du fluide	m/s
\bar{u}	Vitesse moyenne	m/s
u'	Vitesse fluctuante	m/s
u_i	Vitesse axiale dans la direction i	m/s
u_{in}	Vitesse d'entrée	m/s
u, v, w	Composantes du vecteur vitesse	m/s
V_V	Vitesse du vent	m/s
x_i	Coordonnées spatiales dans un système cartésien	m

B : Notation grecque

α_s	Angle d'altitude solaire	Degré
β	Angle entre le plan horizontal et le plan considéré (inclinaison)	Degré
β'	Coefficient volumétrique de dilatation de l'air	K^{-1}
Γ	Coefficient de diffusion (conductivité)	$W/m.K$

γ	Angle d'azimut de surface	Degré
θ	Angle d'incidence	Degré
θ_z	Angle zénith	Degré
ω	Angle horaire	Degré
δ	Déclinaison solaire	Degré
δ_{ij}	Delta de Kronecker	-----
α	Diffusivité thermique	m^2/s
λ	Longitude	Degré
λ_f	Conductivité thermique du fluide	$Wm^{-1}k^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
μ	Viscosité dynamique	$Pa.s$
μ_t	Viscosité turbulente	$Pa.s$
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
η	Efficacité	-----
ω	Angle solaire	-----
ϕ	Latitude	Degré
ϕ	Variable	-----
δ_{ij}	Symbole de Kronecker	-----
Δ	Différence	-----
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m^2K^4
σ	Taux d'ensoleillement	-----
$\sigma_k, \sigma_e, \sigma_T$	Constantes empiriques	-----
ε	L'énergie de dissipation à l'entrée	m^2/s^3
ε_i	Emissivité de l'isolant	-----
ε_p	Emissivité de l'absorbeur	-----
ε_v	Emissivité du vitrage	-----

Liste des figures

Chapitre I

Fig. I.1.a Carte du gisement éolien en Algérie	2
Fig. I.1.b Irradiation solaire en Algérie	2
Fig. I.2 Panneaux solaires (continent africain)	3
Fig. I.3 La trajectoire circulaire de la Terre	3
Fig. I.4 Spectre du rayonnement solaire au sommet de l'atmosphère et au niveau de la mer calculés par le code de transfert radiatif de libRadtran	4
Fig. I.5 La variation de la distance Terre-Soleil	5
Fig. I.6 Vue schématique de l'orbite terrestre autour du soleil	7
Fig. I.7 (a) Angle de Zénith, angle d'azimut de surface et angle d'azimut solaire pour une inclinaison surface. (b) Vue en plan montrant l'angle d'azimut solaire	8
Fig. I.8 Inclinaison du capteur par rapport au sol	10
Fig. I.9 Rayonnement diffus annuel, basé sur les résultats du ciel clair	10
Fig. I.10 Distance de pose entre les rangées en fonction des angles α , β et de la hauteur h des panneaux	11
Fig. I.11 Capteur solaire plan à air	12
Fig. I.12 Transfert thermique dans capteur solaire conventionnel	13
Fig. I.13 Mécanisme de transfert de chaleur par convection	18
Fig. I.14 Schéma du dispositif expérimental	23
Fig. I.15 Schéma du capteur plan à air muni de rugosité	24
Fig. I.16 Rugosité artificielles en forme cylindrique	24
Fig. I.17 Différentes dispositions des rugosités cylindriques	24
Fig. I.18 Les configurations de capteurs solaires	25
Fig. I.19 Plaque absorbante à ailettes décalées	27
Fig. I.20 Schéma d'un capteur solaire avec chicane	29
Fig. I.21 Croquis du capteur solaire	30

Chapitre II

Fig. II.1 : Types de maillage utilisé par "FLUENT"	36
Fig. II.2 : Structure de base du code "FLUENT"	37
Fig. II.3 Maillage triangulaire en 2D	39
Fig. II.4 Les fluctuations de la composante u de la vitesse en régime permanent	41
Fig. II.5 Discrétisation en deux dimensions	43
Fig. II.6 Représentation des valeurs de ϕ_P pour une plage de nombres de Peclet en utilisant différentes discrétisation	43
Fig. II.7 Balance sur un élément de volume dans la direction x	44
Fig. II.8 Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE	49

Chapitre III

Fig. III.1 La géométrie du capteur solaire avec chicanes simples	52
Fig. III.2 La géométrie du capteur solaire avec chicanes à micro-canaux	53
Fig. III.3. Le maillage des géométries étudiées	56
Fig. III.4 Le choix du modèle de turbulence k-Epsilon	57
Fig. III.5 Propriétés hydrodynamiques et thermiques de l'air	58
Fig. III.6 Choix du solveur	58
Fig. III.7 Choix du schéma numérique	59
Fig. III.8 critères de convergence de la solution	59
Fig. III.9 Résidus pour le cas du capteur avec chicanes simples	60
Fig. III.10 Résidus pour le cas du capteur avec chicanes perforées	61

Chapitre IV

Fig. IV.1 Modèle tridimensionnel de micro-canaux	62
Fig. IV.2 L'évolution de la température pour différents diamètres	63
Fig. IV.3 Evolution de la température pour différents configurations	63
Fig. IV.4 Vitesse axiale pour la position $x=0.525$ m pour le plan $z=0.04$ m	64
Fig. IV.5.a Comparaison pour différents maillage pour le calcul de la vitesse axiale a la position $x=0.525$ m à $z=0.08$ m (Chicanes solides simples)	65
Fig. IV.5.b Comparaison pour différents maillage pour le calcul de la vitesse axiale a la position $x=0.525$ m à $z=0.08$ m (Chicanes perforées)	65
Fig. IV.6 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=2.2$ m/s	67
Fig. IV.7 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=3.6$ m/s	68
Fig. VI.8 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=4.2$ m/s	69
Fig. IV.9 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=4.6$ m/s	70
Fig. IV.10 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=5.2$ m/s	71
Fig. IV.11 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=7.8$ m/s	72
Fig. IV.12 Profils de la vitesse axiale pour le plan $z=0.04$ m à différentes sections Pour la vitesse d'entrée d'air $v=2.2$ m/s	73
Fig. IV.13 Contours de la vitesse pour différentes vitesses entrées d'air dans la conduite du capteur solaire à chicanes perforée	74
Fig. IV.14 Profils de la vitesse pour différentes vitesses d'entrées d'air dans la conduite du capteur solaire à chicanes perforées pour le plan $z=0.04$ m	75
Fig. IV.15 Contours de l'énergie cinétique k pour différentes vitesses d'entrées d'air dans la conduite du capteur solaire muni de chicanes perforées	76
Fig. IV.16 Profils du nombre de Nusselt local	78
Fig. IV.17 Profils du coefficient de friction	79
Fig. IV.18. Profils de température pour différentes sections des positions	81

x= 0.554 pour différentes positions de z pour vitesse d'entrée d'air $v=2.2\text{m/s}$	80
Fig. IV.19 Profils de température pour différentes sections de positions $x= 0.554$ à différentes vitesses d'entrée d'air à l'intérieure du capteur solaire pour la positions de $z=0.004\text{m}$	82
Conclusion	83

Liste des Tableaux

Tableau (I.1) Caractéristiques de l'air	13
Tableau (II.1) la fonction $A(P)$ pour différents schémas numériques	42

Résumé

Dans ce travail de recherche, une étude numérique tridimensionnelle de l'écoulement turbulent de fluide incompressible à travers le canal d'un capteur solaire plan à air doté de chicanes à micro canaux a été réalisée.

Le but principal de cette étude est d'améliorer les performances dynamiques et thermiques d'un capteur solaire plan à air. En effet, dans ce type de capteurs solaires, la puissance et le rendement sont faibles vu les différentes pertes thermiques et optiques. Quoique les travaux scientifiques dans ce sens sont très variés et d'actualité, cela n'empêche pas de proposer un modèle géométrique de capteur solaire plan fiable et efficace, d'où l'originalité de ce travail.

Cette géométrie est composée d'un canal pourvu de chicanes dotées de micro canaux

Les perforations pratiquées sur les chicanes se présentent sous forme de micro-canaux dont le diamètre est de 5 mm ($d = 0.005\text{m}$). Leur nombre est de 12 micro-canaux par chicane.

La forme, l'orientation et la position de ses micro-canaux permettent la création de flux secondaires avec l'orientation du flux vers l'absorbeur.

Pour montrer la contribution du modèle de capteur proposé, on fait une étude comparative entre deux modèles de capteurs solaires identiques. La seule différence entre ces deux modèles est dans la conception d'un nouveau type de chicanes cité ci-dessus. Le premier est de simples chicanes déjà connus dans la littérature. Le deuxième est notre propre modèle de chicanes dotées de micro canaux.

La résolution numérique des équations de transport est réalisée en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle turbulence de l'écoulement k-Epsilon. Les résultats sont comparés aux données expérimentales.

L'évolution des champs de vitesse axiale, des champs de coefficients de pression, des profils de coefficients de frottement, des profils de nombres de Nusselt locaux et des profils de distribution de la température sont discutés dans ce travail.

Mots clés : *simples chicanes, chicanes dotées de micro canaux, modèle turbulence de l'écoulement k-Epsilon, méthode des volumes finis.*

المخلص

في هذا العمل البحثي، أجريت دراسة رقمية ثلاثية الأبعاد للتدفق المضطرب غير قابل للضغط عبر قناة جامعي الطاقة الشمسية فيها حواجز (العقبات) مزودة بقنوات متناهية الصغر. الغرض الرئيسي من هذه الدراسة هو تحسين الأداء الديناميكي والحراري لمجمع الطاقة الشمسية يعمل بالهواء. في الواقع، في هذا النوع من مجمعات الطاقة الشمسية، تكون الطاقة والكفاءة منخفضة بسبب الخسائر الحرارية والمضيئة. على الرغم من أن العمل العلمي في هذا الاتجاه متنوع للغاية وموضوعي، إلا أن هذا لا يمنعنا من اقتراح نموذج هندسي لمجمع طاقة شمسية موثوق به وفعال، وبالتالي أصالة هذا العمل. تتكون هذه الهندسة من قناة مزودة بحواجز مزودة بقنوات متناهية الصغر. الثقوب المصنوعة في الحواجز هي في شكل قنوات متناهية الصغر بقطر 5 مم. ($d = 0.005m$) عددهم هو 12 قناة صغيرة لكل حاجر.

يسمح شكل القنوات متناهية الصغر وتوجهها وموضعها بإنشاء تدفقات ثانوية مع اتجاه التدفق إلى لوحة الامتصاص. لإظهار مساهمة النموذج المقترح نقوم بدراسة مقارنة بين نموذجين من تجميع الطاقة الشمسية متطابقة. الفرق الوحيد بين هذين النموذجين هو تصميم نوع جديد من الحواجز المذكورة أعلاه. الأول هو حواجز بسيطة معروفة بالفعل في البحوث السابقة والثاني هو نموذج خاص بنا بقنوات متناهية الصغر. تم استعمال طريقة الحل الرقمي لمعادلات النقل باستخدام طريقة الحجم المحدود ونموذج الاضطراب التدفق k -Epsilon. ناقش في هذا العمل تطور حقول السرعة المحورية، وحقول معامل الضغط، و منحنى معامل الاحتكاك، و منحنى أرقام $Nusselt$ المحلية، و منحنى توزيع درجة الحرارة.

الكلمات الدالة: حواجز بسيطة، حواجز مزودة بقنوات متناهية الصغر، طريقة الحل الرقمي، نموذج الاضطراب التدفق

k -Epsilon

Abstract

In this research work, a three-dimensional numerical study of incompressible turbulent flow through the channel of solar air collector endowed with baffles with micro channels was conducted.

The main purpose of this study and to improve the dynamic and thermal performance of an air flat plate solar collector. Indeed, in this type of solar collectors, the power and the efficiency are low compared to the different thermal and optical losses. Although scientific work in this direction is very varied and topical, this does not prevent us from proposing a geometric model of a reliable and efficient flat plate solar collector, hence the originality of this work.

This geometry consists of a channel provided with baffles with micro channels.

The perforations made on the baffles are in the form of micro-channels with a diameter of 5 mm ($d = 0.005\text{m}$). Their number is 12 micro channels per baffle.

The shape, orientation and position of micro channels allow the creation of secondary flows with the orientation of the flow to the absorber.

To show the contribution of the proposed sensor model, a comparative study between two models of identical solar collectors. The only difference between these two models is the design of a new type of baffle mentioned above. The first is simple baffles already known in the literature. The second is our own model of baffles with micro channels.

The numerical resolution of the transport equations is performed using the finite volume method and the turbulent k-Epsilon model. The results are compared with experimental data.

The evolution of axial velocity fields, pressure coefficient fields, friction coefficient profiles, local Nusselt number profiles, and temperature distribution profiles are discussed in this work.

Keywords: *simple baffles, baffles with micro channels, finite volume method, k-Epsilon model*

Chapitre 1

Introduction à l'énergie solaire et analyse bibliographique

I.1 Introduction

La disponibilité d'énergie non-renouvelable produite à partir de combustibles fossiles : pétrole, gaz, charbon résultent de la limitation de leur consommation. Le dégagement du CO₂ dans la nature dont il est la cause principale de la dégradation du climat et du problème d'acidification de l'océan mondiale. La consommation d'énergies fossiles est la source des émissions de gaz à effet de serre, du dioxyde de carbone et du méthane.

La question des énergies propres est de plus en plus d'actualité et devient chaque jour un besoin essentiel pour sauvegarder la planète entière.

L'énergie solaire est une source d'énergie propre qui dépend du soleil, cette énergie permet de donner de l'électricité pour les panneaux photovoltaïques et les centrales solaires thermiques

L'énergie solaire active, omniprésente aujourd'hui, permet des applications différentes : le solaire photovoltaïque produit directement de l'électricité (sous forme de courant continu) [1].

Une autre filière de l'énergie solaire consiste à produire directement de la chaleur avec de l'eau, de l'air ou même de la vapeur pour les très hautes températures dans les centrales thermodynamiques. Le capteur solaire thermique servira à produire l'eau chaude ou l'air chaud.

Dans un chauffe-eau, utilisant comme fluide caloporteur souvent de l'eau glycolée en raison du risque de gel dans les panneaux capteurs exposés au soleil. On trouve également de plus en plus un mode de chauffage par le sol, au moyen de conduits noyés dans le béton, nommé plancher solaire direct.

I.2Energie solaire en Algérie

En Algérie, les énergies renouvelables sont diverses et variées, et peuvent devenir de véritables ressources, pouvant répondre à des besoins en matière d'électricité et autres produits énergétiques [2]. L'Algérie peut envisager un système de production énergétique prolifique plus respectueux de la nature et devenir un leader en la production de l'énergie solaire, de par l'immensité de son Sud.

La source d'énergie renouvelable avec le plus grand potentiel en Algérie est le solaire photovoltaïque. La politique énergétique préconise l'accroissement de la contribution des énergies renouvelables dans le bilan énergétique national [3].

Le potentiel solaire représente presque 3 000 heures d'ensoleillement par an. Ce potentiel est principalement situé dans le sud du pays, avec une insolation qui se trouve entre 1 800 et 2 400 kWh / m² [4].

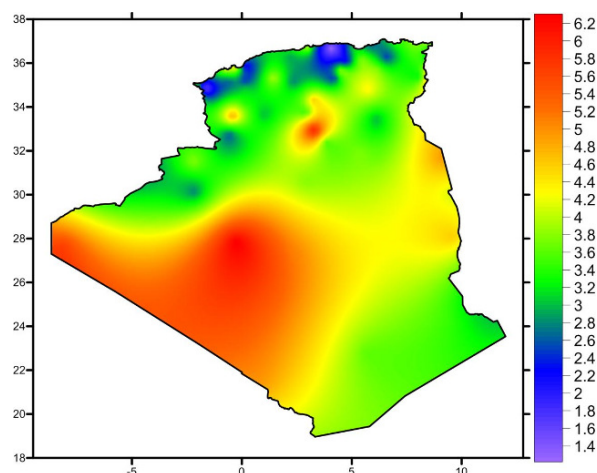


Fig. I.1.a Carte du gisement éolien en Algérie [2]

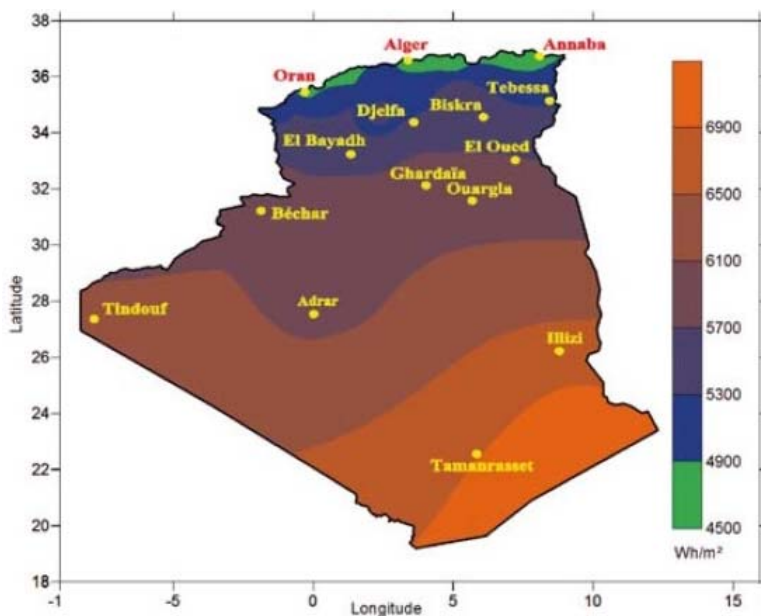


Fig. I.1.b Irradiation solaire en Algérie [2]

Les déserts recouvrent une vaste superficie du continent africain. Ces espaces vides et inhabités constituent de vastes étendues de sable et de rochers inutilisables à des fins agricoles. Imaginez maintenant des panneaux solaires à perte de vue installés au beau milieu d'un désert pour pourvoir non seulement à la demande d'électricité de l'Afrique subsaharienne mais aussi alimenter en énergie solaire le réseau du vieux continent [5].

À en croire certaines études, un désert peut recevoir en l'espace d'une seule journée une quantité d'énergie solaire supérieure à la consommation mondiale de toute une année. Et le

sahara n'est pas en reste en la matière, avec un rendement solaire deux fois plus élevé que celui des panneaux installés sur le sol européen du fait de la forte chaleur qui s'y concentre.



Fig. I.2 Panneaux solaires (continent africain) [5].

I.3 Système solaire

Le système solaire est composé du Soleil, de ses satellites et notre planète Terre. Les planètes tournent autour du Soleil. Pendant cette révolution, la Terre tourne sur elle-même. L'axe de rotation de la Terre est incliné et reste toujours incliné dans la même direction [6].



Fig. I.3 Trajectoire circulaire de la Terre [6]

Le soleil à 150 millions de kilomètres de la terre est une immense énergie propre disponible et inépuisable.

La partie d'énergie reçue sur la surface de la terre dépend de l'épaisseur de l'atmosphère à traverser. Celle-ci est caractérisée par le nombre de masse d'air AM. Le rayonnement qui atteint le niveau de la mer à midi dans un ciel clair est de 1000 W/m^2 et est décrit en tant que rayonnement de la masse d'air "1" (ou AM1). Lorsque le soleil se déplace plus bas dans le ciel, la lumière traverse une plus grande épaisseur d'air, perdant plus d'énergie. Puisque le soleil n'est au zénith que durant peu de temps, la masse d'air est donc plus grande en permanence et l'énergie disponible est donc inférieure à 1000 W/m^2 . En résumé, la constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité. L'éclairement solaire global incident sur une surface orientée à la surface de la terre est la résultante de l'intégration d'une luminance solaire incidente dont la répartition angulaire est hétérogène : cet éclairement dit global est schématiquement décomposé en une somme de trois éclairements issus de l'intégration de la luminance suivant une partition de trois domaines : l'éclairement direct provenant de l'angle solide du disque solaire (i.e. $0,27^\circ$ de demi-angle d'ouverture) ; l'éclairement diffus provenant de l'angle solide du ciel vu par la surface ; l'éclairement réfléchi provenant de l'angle solide du sol vu par la surface [7].

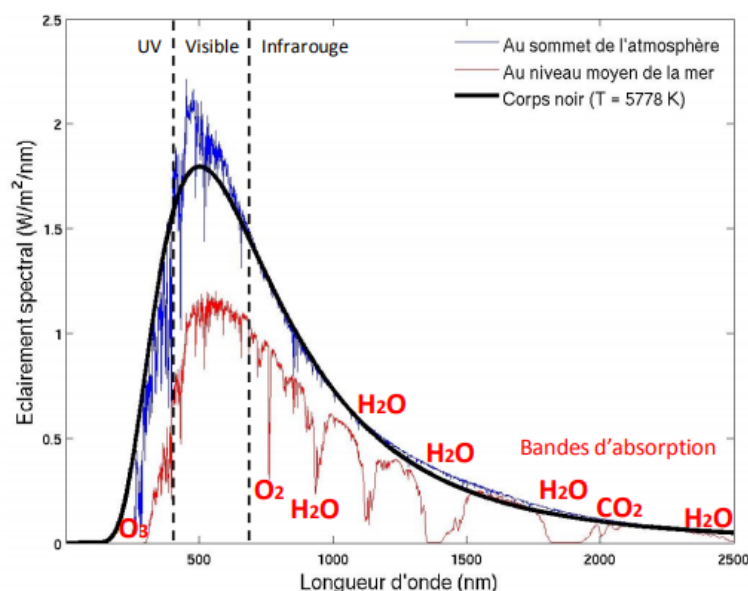


Fig. I.4 Spectre du rayonnement solaire au sommet de l'atmosphère et au niveau de la mer calculé par le code de transfert radiatif de libRadtran [7]

Le mouvement de la Terre autour du Soleil est assimilable à tout moment à une trajectoire elliptique décrite par les fameuses trois lois de Kepler [8] : mouvement elliptique, loi des aires, proportionnalité entre le cube des demi grands axes et le carré des temps de révolution. La figure I.3 montre schématiquement la relation géométrique du soleil à la terre. L'excentricité de l'orbite elliptique de la terre autour du soleil est telle que la distance entre le soleil et la terre varie d'environ 1,7%.

La variation de la distance terre-soleil entraîne toutefois la variation du flux de rayonnement (figure 1.5).

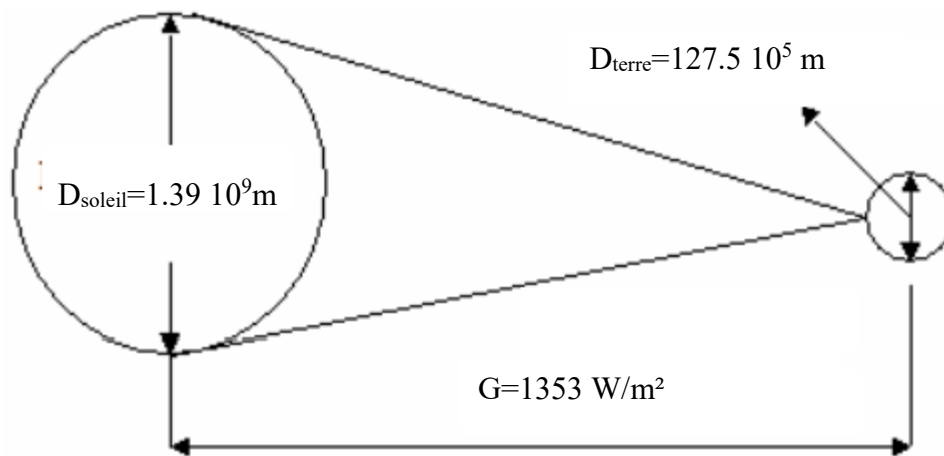


Fig. I.5 Variation de la distance Terre-Soleil

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Il produit à la lisière, mais en dehors de l'atmosphère terrestre, un éclairage énergétique à peu près constant et égal à $1\,370\text{ W/m}^2$, appelé de ce fait : constante solaire I_{cs} .

Pour atteindre chaque point de la surface éclairé du globe terrestre, les rayons solaires traversent l'atmosphère qui dissipe une partie de l'énergie provenant du soleil par :

- Diffusion moléculaire (en particulier pour les radiations ultraviolettes).
- Réflexion diffuse sur les aérosols atmosphériques (gouttelettes d'eau, Poussières...)
- Absorption sélective par les gaz de l'atmosphère.

L'atténuation correspondante du rayonnement solaire dépend de l'épaisseur de l'atmosphère traversée, celle-ci dépendant à son tour de la latitude du lieu considéré et du temps.

Le rayonnement se présente sous la forme d'un faisceau à peu près parallèle. Seule une partie de ce rayonnement direct traverse l'atmosphère et atteint le sol. L'autre partie du rayonnement est diffusé et répartie à peu près uniformément dans toutes les directions de l'espace.

Ce rayonnement diffus, lorsqu'il atteint le sol terrestre, semble ainsi provenir de l'ensemble des directions de la voûte céleste.

A la surface de la terre, le rayonnement solaire global est la somme des rayonnements :

- direct, ayant traversé l'atmosphère,
- diffus, en provenance de toutes les directions de la voûte céleste.

Une surface exposée reçoit ainsi du rayonnement direct et diffus, mais elle reçoit en plus une partie du rayonnement global réfléchi par les objets environnants, en particulier par le sol dont le coefficient de réflexion est appelé « albédo » [9].

L'albédo est défini comme le rapport de l'éclairement diffusé par la surface vers toutes les directions sur l'éclairement incident descendant sur la même surface.

I.4 Repérage du Soleil dans la Voûte Céleste

I.4.1 La longitude λ

C'est la mesure de l'angle entre le méridien du lieu et le méridien origine des longitudes (Greenwich en Angleterre).

I.4.2 La latitude ϕ

La latitude ϕ permet de repérer la distance angulaire d'un point quelconque par rapport à l'équateur. Elle varie de 0° à l'équateur à 90° au pôle Nord.

I.4.3 La déclinaison solaire δ : la Terre tourne autour du Soleil sur une trajectoire elliptique contenue dans un plan écliptique; la normale à ce plan et l'axe de rotation de la Terre font un angle variable δ , qu'on nomme déclinaison solaire et qui prend les valeurs suivantes :

$\delta = + 23^\circ 27'$ (au solstice d'été) $\delta = - 23^\circ 27'$ (au solstice d'hiver) [10].

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (\text{I.1})$$

Où "n" est le numéro du jour compté depuis le 1^{er} Janvier.

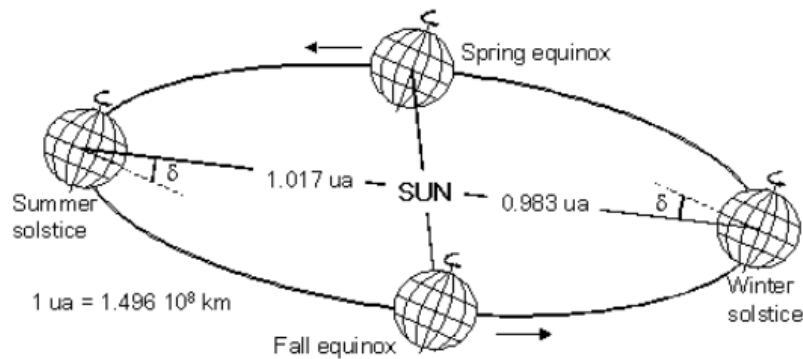


Fig. 1.6 Vue schématique de l'orbite terrestre autour du soleil [10].

I.4.4 Angle horaire ω

Est déterminé par la rotation de la terre autour de son axe. C'est la mesure de l'arc de trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu [11].

$$\omega = 15.(TSV - 12) \quad (I.2)$$

TSV : Temps solaire vrai

Le temps solaire vrai (TST) est défini par le fait qu'il est 12:00 lorsque le soleil est à son maximum pour la journée, c'est-à-dire pour $\omega = 0$.

Cette position la plus élevée est appelée midi solaire. Étant donné que La trajectoire apparente du soleil pendant une journée est de -180° à $+180^\circ$.

I.4.5 Les cinq temps

- Temps universel : Le temps universel (TU) est défini par l'heure de passage du soleil au méridien origine.

- Temps solaire local : La différence entre temps solaire local (TSL) et temps universel est appelée correction de longitude.

La correction de longitude est donnée par la formule :

$$\lambda : \text{Longitude} \quad TSL = TU + \frac{\lambda}{15} \quad (I.3)$$

- Equation du temps :

L' écart Δt entre temps solaire local (TSL) et temps solaire vrai (TSV) est désigné sous le terme d'équation du temps.

$$TSV = TSL + \Delta t \quad (I.4)$$

I.4.6 Direction du faisceau de rayonnement solaire

Les différents angles décrivant la position du soleil dans le ciel vu d'un observateur O [12].

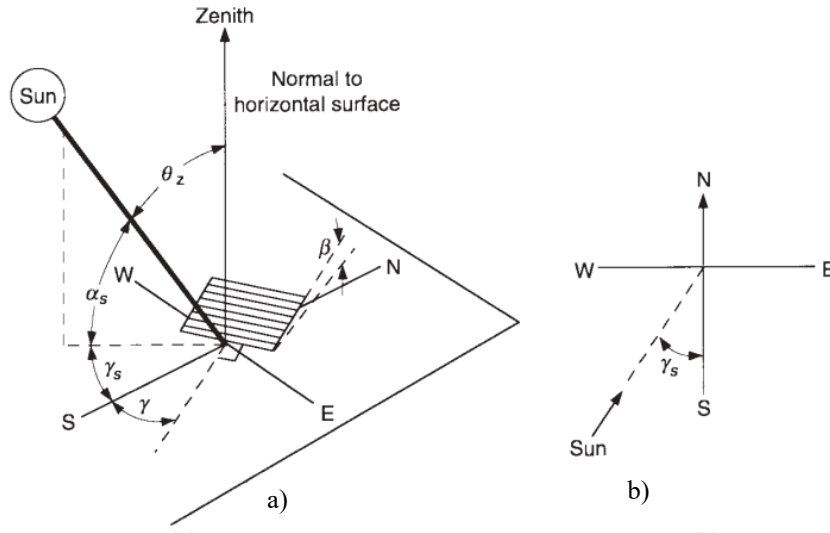


Fig. I.7 (a) Angle de Zénith, angle d'azimut de surface et angle d'azimut solaire pour une inclinaison surface. (b) Vue en plan montrant l'angle d'azimut solaire. [12]

Angle d'azimut de surface γ : l'écart de la projection sur un plan horizontal de la normale à la surface du méridien local, avec zéro plein sud, est négatif et ouest positif ; $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.

Angle d'incidence θ : l'angle entre le rayonnement du faisceau sur une surface et la normale à cette surface.

Angle horaire ω : déplacement angulaire du soleil à l'est ou à l'ouest du méridien local

Angle zénith θ_z : l'angle entre la verticale et la ligne au soleil, c'est-à-dire l'angle de l'incidence du rayonnement du faisceau sur une surface horizontale.

Angle d'altitude solaire α_s : l'angle entre l'horizontale et la ligne du soleil.

Angle d'azimut solaire γ_s : le déplacement angulaire du sud de la projection du faisceau rayonnement sur le plan horizontal.

Équations reliant l'angle d'incidence du rayonnement du faisceau sur une surface θ , aux autres angles sont :

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \varphi \sin \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (I.5)$$

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (\text{I.6})$$

Pour les surfaces horizontales, l'angle d'incidence est l'angle zénithal du soleil, sa valeur doit être comprise entre 0° et 90° lorsque le soleil est au-dessus de l'horizon et $\beta = 0$ [12],

l'équation (I.2) devient

$$\cos \theta_z = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (\text{I.7})$$

La connaissance de l'azimut est indispensable pour le calcul de l'angle d'incidence des rayons solaire sur une surface non horizontale.

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma_s = \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos \theta_z \sin \phi - \sin \delta}{\sin \theta_z \cos \phi} \right) \right| \quad \text{si } \omega > 0 \\ \gamma_s = - \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos \theta_z \sin \phi - \sin \delta}{\sin \theta_z \cos \phi} \right) \right| \quad \text{si } \omega < 0 \end{array} \right. \quad (\text{I.8})$$

I.5 Estimation du rayonnement solaire

Le rayonnement solaire, incident à la surface de la terre, est le résultat d'interactions complexes et d'échanges d'énergie entre l'atmosphère et la surface. Les gradients latitudinaux du rayonnement sont causés par la géométrie de la Terre et sa rotation et sa révolution autour du Soleil. À l'échelle régionale et locale, la topographie locale est le principal facteur de variation de la distribution du rayonnement. La variabilité de l'altitude, de la pente et de l'exposition ainsi que l'ombrage provoqué par les reliefs ou autres obstacles naturels, provoquent de forts gradients locaux.

La quantité de rayonnement solaire interceptée par n'importe quelle surface exposée dans un environnement extérieur, dépend donc du site auquel il se réfère, les caractéristiques climatiques locales et la disposition spatiale du surface elle-même, définie par son inclinaison par rapport à l'horizontale et par son orientation par rapport au demi-axe sud.

En général, on peut dire que le rayonnement collecté est directement proportionnel à la surface apparente de la surface par rapport à la source radiant (soleil).

Tout système d'exploitation d'énergie solaire est orienté vers l'équateur afin de maximiser le rayonnement incident.

Ils sont installés avec une inclinaison par rapport au sol définie par l'angle d'inclinaison.

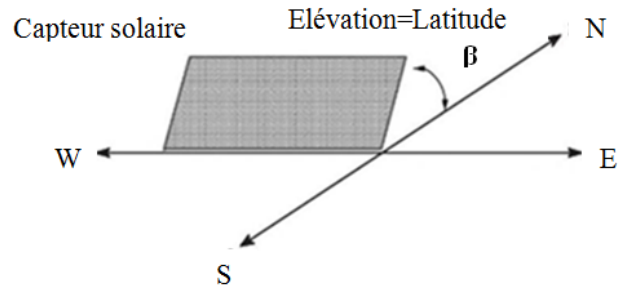


Fig. I.8 Inclinaison du capteur par rapport au sol

Les collecteurs solaires plans sont le plus souvent montés face au soleil avec une inclinaison et une orientation fixe. L'angle d'inclinaison doit être choisi pour permettre au collecteur une bonne exposition aux angles d'altitude les plus utiles du soleil, tandis que l'orientation est choisie pour fournir une bonne exposition aux angles d'azimut solaire (la trajectoire du soleil d'est en ouest).

En littérature La corrélation la plus utilisée est [13,14].

$$\beta = \varphi \pm 15^\circ$$

Le signe plus est pour l'hiver, moins pour l'été, respectivement.

Pour notre hémisphère nord, une des dispositions généralement recommandées est celui qui correspond à une orientation de surface capturer vers le sud exact, et une inclinaison égale à l'angle de latitude du site.

La configuration qui maximise la quantité d'énergie interceptée au cours de l'année (Fig. I.9), il est calculé en combinant l'orientation vers le sud, une inclinaison de la surface égale à l'angle de latitude soustraite d'un certain nombre de degrés, par rapport au contexte climatique de la zone.

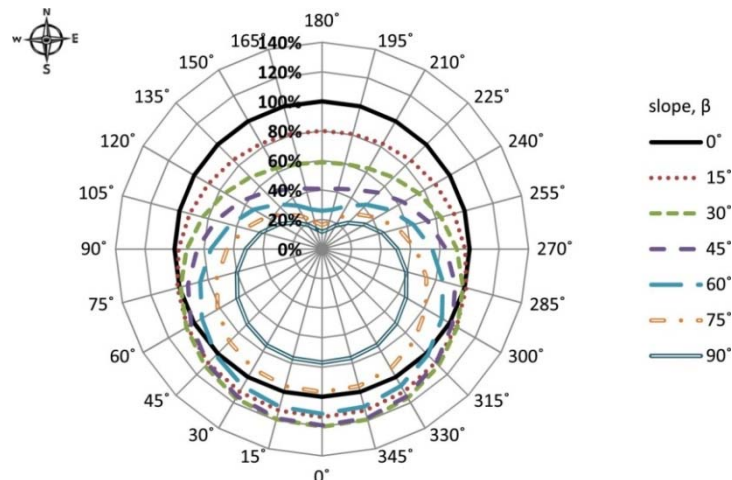
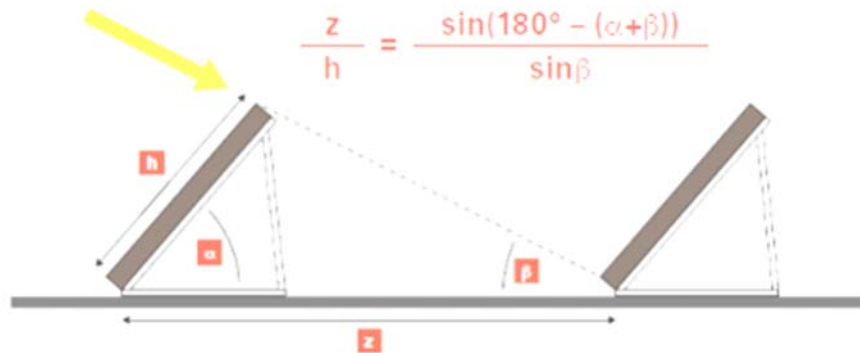


Fig. I.9 rayonnement diffus annuel, basé sur les résultats du ciel clair [15]

La distance minimale entre les rangées de capteurs, nécessaire pour éviter l'ombrage dépend de l'inclinaison et de latitude de l'installation.

Pour poser les rangées de capteurs solaires, vous pouvez vous en tenir à un quelques règles



*Fig. I.10 Distance de pose entre les rangées en fonction des angles α , β et de la hauteur h des panneaux
(Extrait de [16])*

z : Distance entre collecteurs

h : Hauteur

α : Angle d'inclinaison

β : Angle de la position du soleil

- Plus les rangées sont espacées, moins elles sont susceptibles d'être à l'ombre

- L'angle d'ombrage β , sur un plan horizontal ne pas dépasser la limite maximale

I.6 Exploitation technologique de l'énergie solaire

La transformation directe du rayonnement solaire en chaleur pour les processus industriels par des systèmes solaires à basse, moyenne et haute température se développe de plus en plus et représente une alternative intéressante aux vecteurs énergétiques fossiles.

L'énergie solaire se produit par un rayonnement permet d'avoir deux formes d'énergies : l'énergie thermique, utilisé pour le chauffage, le séchage des produits agricoles.



Fig. I.11 Capteur solaire plan à air [17]

La production de l'électricité dans une centrale thermodynamique solaire et le rayonnement lumineux pour la production d'électricité en utilisant des matériaux qui reçoivent des photons et produit des électrons c'est le phénomène photovoltaïque.

Les capteurs solaires thermiques qui sont utiles pour chauffer un fluide caloporteur comme par exemple (l'eau, l'air...).

Pour les capteurs solaires thermiques, le rayonnement solaire stocké dans le cas des systèmes passifs (véranda, serre, façade vitrée) ou, système actif, la production est conduite par un fluide caloporteur (l'eau, un liquide antigel ou de l'air).

Les applications de l'énergie solaire thermique : la production d'eau chaude, le chauffage urbain, le chauffage de l'eau des piscines, le séchage agricole.

La réalisation du projet se concentre sur la simulation du flux interne qui se développe à l'intérieur du capteur solaire. L'air chaud issu du collecteur est destiné à se déshydrater, à sécher ou à chauffer.

Le séchage thermique est le mode de séchage le plus courant des sous-produits. Il s'effectue par transfert de masse et d'énergie dans le même processus :

L'orientation des études expérimental et numérique de certains chercheurs sur l'amélioration des échanges thermiques dans les capteurs solaires plans à air munis d'obstacles de différentes formes. Dans les recherches les plus récentes l'utilisation de chicane perforées nous a encouragés à travailler sur des modèles de chicanes perforées avec des micro canaux sous forme de barrettes avec le grand souci d'avoir une bonne orientation du fluide caloporteur vers l'absorbeur ce qui permet un maximum de chauffage du fluide caloporteur (air).

Les caractéristiques de l'air sont citées dans le tableau suivant :

Tableau.1 Caractéristiques de l'air

Densité	1.225kg/m ³
Température	320 K°
Conductivité	0.0262W/m.K

I.6.1 Modèle physique d'un capteur solaire

La figure I.12 présente les composants d'un capteur solaire conventionnel, où le rayonnement solaire atteint la couverture de verre, il est distribué de la manière suivante, une partie de ce rayonnement est réfléchi, une autre partie est absorbée et le reste est transmis vers l'absorbeur. L'absorbeur est la partie la plus importante d'un capteur solaire, qui se compose d'une surface de couleur noire qui sert comme moyen de transfert de l'énergie absorbée au fluide caloporteur. Des pertes d'énergie qui existent sont liées au transfert de la chaleur par rayonnement, conduction et convection, raison pour laquelle la couverture du fond et les couvertures latérales sont isolante.

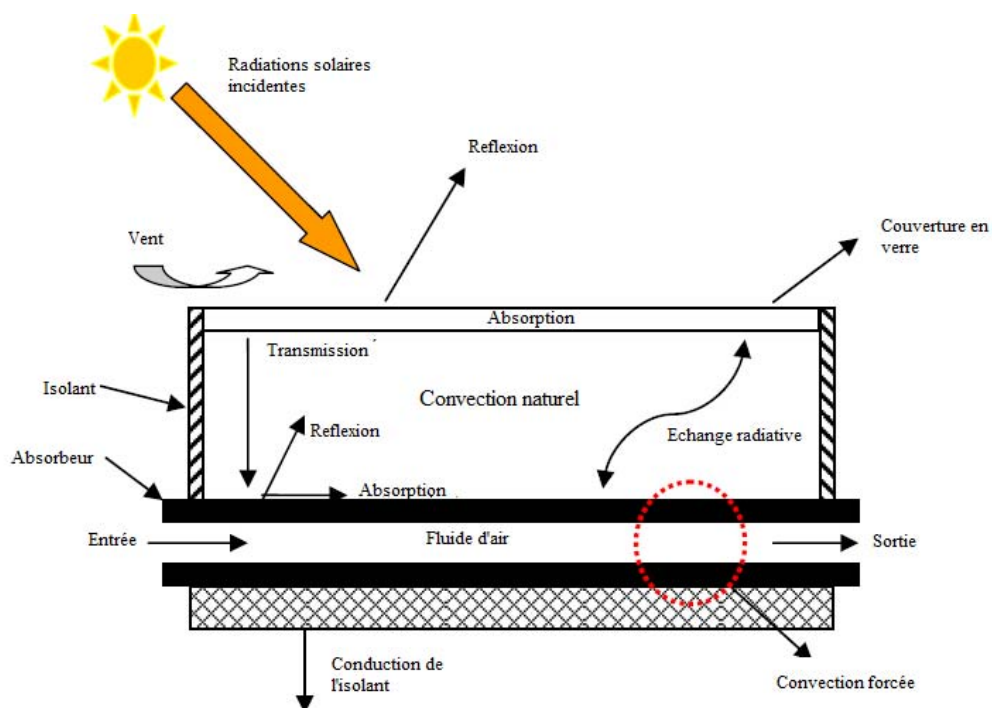


Fig. I.12 Transfert thermique dans un capteur solaire conventionnel

Couverture transparente :

Le verre est considéré comme une couverture pour les installations solaires thermiques. Le verre permet de laisser passer le rayonnement solaire et d'arrêter le rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur. La chaleur est donc bloquée entre l'absorbeur et la couverture : c'est l'effet de serre.

Absorbeur :

Absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible et transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de perte, il devra être le plus léger possible afin de limiter l'inertie de mise en régime et construit avec un bon matériau conducteur. Ce type de surface absorbant au maximum et réémettant au minimum a été nommée surface « sélective ». La sélectivité de l'absorbeur est très importante.

I.6.2 Transfert thermique dans les capteurs solaires

Les capteurs solaires ont un bilan énergétique qui fait intervenir des pertes par rayonnement, convection et conduction. La connaissance de ces phénomènes est donc nécessaire pour établir, prévoir ou améliorer le bilan thermique.

I.6.2.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur

Ces pertes peuvent être scindées en deux parties, les pertes entre la vitre et l'extérieur et les pertes entre l'absorbeur et la vitre.

Pertes entre la vitre et l'extérieur

La vitre est soumise à un échange convectif avec l'air ambiant d'une part et un échange radiatif avec la voûte céleste d'autre part.

a-Pertes convectives

La corrélation qui a été largement utilisée dans les capteurs solaires c'est celle suggérée par Jürges (1924) pour une surface verticale de 0.5x0.5 m² et référencée par Macadams [18] et d'autres, elle est de la forme :

$$h_{v-a} = 5.7 + 3.8 V_v \quad (I.9)$$

Où V_v est la vitesse du vent adapté selon les longueurs supérieures à 0.5m/s.

h_{v-a} : Coefficient de convection entre la vitre et le vent

b-Pertes radiatives

Le flux de chaleur échangée par rayonnement entre le vitrage et l'air ambiant est donnée par l'équation de Stefan-Boltzmann :

$$Q_{rad,v-c} = \varepsilon_v \cdot \sigma (T_{vo}^4 - T_c^4) \cdot S \quad (I.10)$$

$$h_{r,ve} = \varepsilon_v \sigma (T_c + T_{vo})(T_c^2 + T_{vo}^2) \frac{T_v - T_c}{T_v - T_a} \quad (\text{I.11})$$

$h_{r,ve}$: Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre le vitrage et l'air ambiant

ε_v : Émissivité du vitrage

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $\sigma = 5,670\ 400.10^{-8} \text{ js}^{-1}\text{m}^{-2}\text{K}^{-4}$

T_{vo} : Température extérieure de la vitre

T_c : Température du ciel

T_a : Température ambiante

La température du ciel qui correspond à la température de la voûte céleste est donnée en fonction de la température ambiante T_a . Plusieurs corrélations permettent de l'évaluer, la plus utilisée est celle donnée par Swinbank [19] telle que :

$$T_c = 0.0522(T_a^{1.5}) \quad (\text{I.12})$$

Pertes entre l'absorbeur et la vitre

a-Pertes convectives

Le calcul du coefficient d'échange par convection naturelle, $h_{c,av}$, a fait l'objet de nombreuses études expérimentales. Celles-ci ont établi des expressions valables sous certaines hypothèses. Parmi ces corrélations, celle de Hollands et al [20] est largement utilisée. Elle traite la convection naturelle pour une lame d'air dans une cavité inclinée, chauffée par le bas. Cette corrélation est valable pour

$$1708 \leq Ra \cos \alpha \leq 5.10^4 \text{ et } 15^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$$

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\alpha)^{1.6}}{Ra \cos \alpha} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \alpha} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (\text{I.13})$$

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection libre

Nu : Nombre de Nusselt

$$Ra = \frac{g\beta'}{\nu\alpha} \Delta T L_c^3 \quad (\text{I.14})$$

L_c :Espace entre l'absorbeur et le vitrage

g : Accélération due à la gravité

ΔT : Différence de température

ν : Viscosité cinématique

α : Diffusivité thermique

β' : Coefficient volumétrique de dilatation de l'air

b-Pertes radiatives

Le flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage s'écrit [21] :

$$Q_{r,av} = S.h_{r,av}(T_{abs} - T_{vi}) = S\sigma \frac{(T_{abs}^4 - T_{vi}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad (I.15)$$

Avec

$$h_{r,av} = \frac{\sigma(T_{abs} + T_{vi})(T_{abs}^2 + T_{vi}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad (I.16)$$

$h_{r,av}$: Coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la plaque de l'absorbeur et la vitre

T_{abs} : Température de l'absorbeur

T_{vi} : Température intérieure de la de la vitre

ϵ_{abs} : Émissivité de l'absorbeur

Le coefficient global des pertes avant U_{av} sera alors donné par [21] :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,ve} + h_{r,ve}} + \frac{1}{h_{c,av} + h_{r,av}}} \quad (I.17)$$

I.6.2.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Les pertes arrière sont peu importantes devant les pertes avant. En effet, le capteur étant généralement bien isolé à l'arrière. L'expression permettant d'évaluer le coefficient d'échange est donnée par :

$$U_{arr} = \frac{K_{is}}{e_{is}} \quad (I.18)$$

Ou K_{is} et la conductivité thermique de l'isolant et e_{is} son épaisseur.

1.6.2.3 Pertes thermiques latérales

$$U_{lat} = \frac{K_{is}}{e_{is}} \left(\frac{S_{lat}}{S_c} \right) \quad (I.19)$$

S_{lat} : Surface latérale du capteur (m^2)

S_c : Surface du capteur (m^2)

A ces pertes peuvent se rajouter les pertes thermiques latérales mais qui reste relativement faibles à celle des pertes arrière vue que la surface latérale est peu importante.

Le coefficient des pertes thermiques global U

$$U = U_{av} + U_{arr} + U_{lat} \quad (I.20)$$

1.6.2.4 Transfert de chaleur par convection forcée dans un capteur solaire

Corrélations théoriques des couches limites laminaires et turbulentes pour le transfert de chaleur par convection forcée sur une plaque plane sont exprimées en termes de corrélations entre les nombres sans dimension de Nusselt, Reynolds et Prandtl. (Incropera et deWitt, 2002)

[22] ces corrélations sont données comme :

$$N_u = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{0.33} \quad \text{Pour écoulement laminaire} \quad (I.21)$$

$$N_u = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{0.33} \quad \text{Pour écoulement turbulent} \quad (I.22)$$

N_u : Nombre moyen de Nusselt pour la convection forcée pure basé sur L

Re_L : Nombre de Reynolds basé sur L

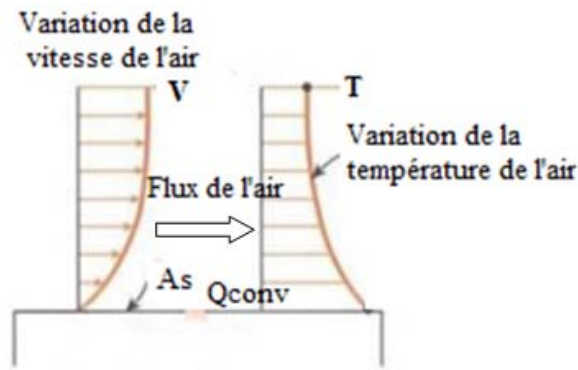


Fig. I.13 Mécanisme de transfert de chaleur par convection

Calcul du coefficient d'échange par convection

On exprime le flux thermique échangé par convection [23,24]:

$$Q = h.S.(T_p - T_f) \quad (I.23)$$

h : étant le coefficient d'échange par convection $W/m^2.K$

S : étant la surface d'échange entre paroi et fluide m^2

T_p : Température de la paroi

T_f : Température du fluide

En convection forcée le coefficient d'échange est indépendant de la différence de température de la paroi et du fluide mais il dépend des six grandeurs suivantes :

U_m : Vitesse moyenne du fluide

ρ : Masse volumique du fluide

c_p : Chaleur spécifique du fluide

μ : Viscosité dynamique du fluide

λ : Conductivité thermique du fluide

D : Dimension caractéristique de la surface d'échange

A partir de ses grandeurs on définit les nombres adimensionnels suivants :

nombre de Nusselt
$$N_u = \frac{h.D}{\lambda} \quad (I.24)$$

nombre de Reynolds
$$R_e = \frac{\rho.U_m.D}{\mu} \quad (I.25)$$

$R_e < 2000$ écoulement laminaire

$2000 < R_e < 3000$ écoulement intermédiaire

$R_e > 3000$ écoulement turbulent

nombre de Prandtl

$$P_r = \frac{\mu \cdot c_p}{\rho} \quad (1.26)$$

Re : Nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement

Nu : Nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi

P_r : Nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide

1.6.3 Modèles de turbulences

La grande majorité des problèmes d'écoulement sont liés à un écoulement turbulent, régime laminaire est plutôt une exception. Les modèles de turbulence aident à résoudre les problèmes dans la CFD (Computational Fluid Dynamic).

La plupart des modèles prennent en compte l'effet de la turbulence à travers une variable de processus (viscosités turbulentes).

- Spalart-Allmaras
- $k-\epsilon$ model
- $k-\omega$ model
- Reynolds Stress Model (RSM)
- Large Eddy Simulation (LES)
- Detached Eddy Simulation (DES)

1.6.4 Bilan thermique et calcul de rendement

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$Q_{sa} - Q_p - Q_u + Q_{st} = 0 \quad (1.27)$$

Q_{sa} : Flux solaire absorbé [W]

Q_p : Flux perdu par la paroi absorbante [W]

Q_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur [W]

Q_{st} : Flux stocké dans le capteur [W].

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties du capteur solaire est négligeable, ce qui conduit à :

$$Q_{sa} = Q_p - Q_u \quad (1.28)$$

Efficacité d'un capteur solaire à air

L'efficacité du collecteur, [25] définit comme le rapport de la puissance calorifique transmise au fluide, dans ce cas-ci l'air, et la puissance qui arrive au récepteur solaire sous forme d'énergie solaire.

$$\eta = \frac{Q_u}{I.A_c} \quad (\text{I.29})$$

A_c étant la surface de captage en m^2 , I est le rayonnement total sur la surface du capteur en W / m^2 et Q_u est la chaleur absorbée par le flux d'air.

$$Q_u = m_a \cdot c_p \cdot (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) \quad (\text{I.30})$$

m_a étant le débit d'air massique (kg / s), c_p la chaleur spécifique de l'air ($\text{J} / \text{Kg} \cdot \text{K}$), T_{sortie} la température à la sortie du collecteur en K et $T_{\text{entrée}}$ la température à l'entrée en K .

$$\eta = \frac{m_a \cdot c_p \cdot (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})}{I.A_c} \quad (\text{I.31})$$

I.7 Modélisation d'un capteur solaire par la CFD (Computational Fluid Dynamic)

CFD signifie (Computational Fluid Dynamics), qui est des calculs en dynamique des fluides, c'est donc une méthode de simulation informatique de processus d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur, qui utilise des équations de base de transport des fluides.

Fluent est un programme de traitement et de post-traitement destiné à des tâches de CFD qui sont résolus par la méthode des volumes finis. C'est un programme capable de résoudre des simulations 2D et 3D d'écoulement de fluide, de transfert de chaleur et l'utilisation de Gambit qui est un programme de pré-traitement.

La prédiction d'un travail théorique conséquent d'un processus physique conduit à l'utilisation d'un modèle mathématique et la formulation d'équations différentielles. PANTAKAR [26].

Le modèle mathématique constitué par des équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation à un système d'équations algébriques qui sera finalement résolu [27].

Dans notre simulation numérique, l'utilisation de la méthode des volumes finis, appliquée aux équations de continuité, de conservation de la quantité de mouvement et de l'équation de conservation de l'énergie.

La géométrie du collecteur solaire a été produite par le software Gambit en 3D, le maillage de cette géométrie hexaédrique qui peut être utilisé pour Techniques de discrétisation telles que la méthode des éléments finis, la méthode des volumes finis ou la méthode discontinue de Galerkin.

La résolution du problème avec le code Fluent 6.3, écoulement stationnaire, méthode implicite et l'utilisation du couplage La pression –vitesse et l'utilisation de l'algorithme SIMPLE pour la résolution de l'écoulement du fluide.

I.8 Etude bibliographique

L'énergie solaire est l'énergie que dégage le soleil sous forme de rayonnement, direct ou diffus.

Les capteurs solaires thermiques utilisant l'air comme fluide caloporteur, car ce dernier a un coefficient de transfert de chaleur par conduction-convection entre l'absorbeur et le fluide beaucoup plus faible que celui de l'eau [28].

Le rendement d'un capteur solaire dépend de sa forme et de la technique choisie pour réduire les pertes de chaleur à sa surface.

L'avantage de l'énergie solaire par rapport à d'autres formes d'énergie est qu'elle est propre et qu'elle peut être fournie sans polluée par l'environnement. Les capteurs d'énergie solaire sont des dispositifs qui reçoivent le rayonnement solaire qui le convertit en énergie thermique par l'utilisation d'un réfrigérant (air, eau ou huile).

De nombreux chercheurs travaillent sur les capteurs solaires. Dans certaines études, l'introduction d'obstacles devant le réfrigérant dans le collecteur d'air. Dans certaines études, l'introduction d'obstacles dans la veine du fluide caloporteur de refroidissement a mis en évidence une évolution de la température à la sortie d'un capteur solaire.

La performance thermique d'un concentrateur en auge parabolique (CCP), basée sur une modélisation mathématique [29]. La présentation d'une méthodologie de conception de concentrateurs cylindriques paraboliques utilisant le développement mathématique, la modélisation théorique et la simulation comme outil de validation des deux derniers.

L'objectif de ce chapitre est de présenter les dispositifs et les méthodes les plus employés par les chercheurs pour développement de ses capteurs.

Le flux tourbillonnaire est un type très important de flux turbulent largement utilisé dans les applications industrielles et aérospatiales [30]. De plus, les flux tourbillonnaires permettent un

meilleur mélange air-carburant pendant la combustion, ce qui réduira les émissions nocives. Par conséquent, il est important de pouvoir prévoir le comportement d'un tel écoulement pour mieux le mettre en œuvre dans la conception d'une chambre de combustion.

La performance d'un capteur solaire à double passe a été étudiée expérimentalement en utilisant quatre configurations différentes [31]. La première configuration ne contenait que la plaque absorbante, tandis que des tubes en cuivre remplis de milieu de stockage thermique (cire de paraffine) étaient ajoutés sur la plaque absorbante dans la seconde configuration. Des tiges d'aluminium et d'acier améliorant la résistance thermique a été insérées au milieu de la paraffine de chaque tube pour les configurations trois et quatre respectivement. La deuxième configuration fournissait de la chaleur utile environ 1,5 heure après le coucher du soleil par rapport à la première configuration. Les configurations trois et quatre ont fourni une chaleur utile pendant environ 2 heures après le coucher du soleil. L'efficacité maximale d'environ 96% a été obtenue en utilisant la troisième configuration (c'est-à-dire en utilisant des tiges d'aluminium au milieu de tubes de cuivre remplis de cire de paraffine).

L'élaboration de deux modèles analytiques décrivant le comportement thermique des aérothermes solaires à double flux parallèle sont présentés. Sur la base des bilans énergétiques locaux. Les températures des deux courants d'air et de la plaque absorbante ont été déterminées [32].

Le modèle correspondant au capteur solaire de double passage le contre-débit indique que l'augmentation du débit d'air proportionnellement augmente le pourcentage d'élévation de température dans le canal d'entrée et la température de l'air de sortie peut être inférieure à celle existant dans la partie centrale du canal inférieur du collecteur. Donc, si le débit massique d'air doit être élevé, il est plus pratique d'utiliser des capteurs à double flux parallèles qu'un capteur à double passage parce que, dans ce cas, l'air ne gagne pas beaucoup d'énergie utile en circulant sous la plaque absorbante.

Des études expérimentales et numériques sur l'amélioration du transfert de chaleur et des performances optimales du flux d'air dans la conduite rectangulaire avec des surfaces rugueuses L'optimisation de la géométrie des côtes et de leur angle d'attaque est également effectuée [33, 34,35].

Les performances d'un collecteur d'air solaire à recirculation avec plaque d'absorbeur ondulée en V ont été examinées expérimentalement [36]. Les résultats ont été comparés à un aérotherme solaire à simple passage avec une plaque d'absorption ondulée en V. Les paramètres mesurés étaient la différence de température, l'énergie utile, la perte de charge et l'efficacité du capteur.

Le choix des formes géométriques des obstacles utilisés doit satisfaire certains critères. Les obstacles assurent une bonne irrigation de l'absorbeur, créent la turbulence et réduisent les zones inactives dans le collecteur [37].

Un modèle de rugosités artificielles placées dans la veine d'air mobile. Le fluide passe entre les rugosités artificielles dans la même rangée, ce qui permet une bonne distribution du fluide et réduit ainsi les zones mortes. Les résultats sont comparés à ceux obtenus avec un capteur solaire à air sans chicanes [38] (Fig. I.14).

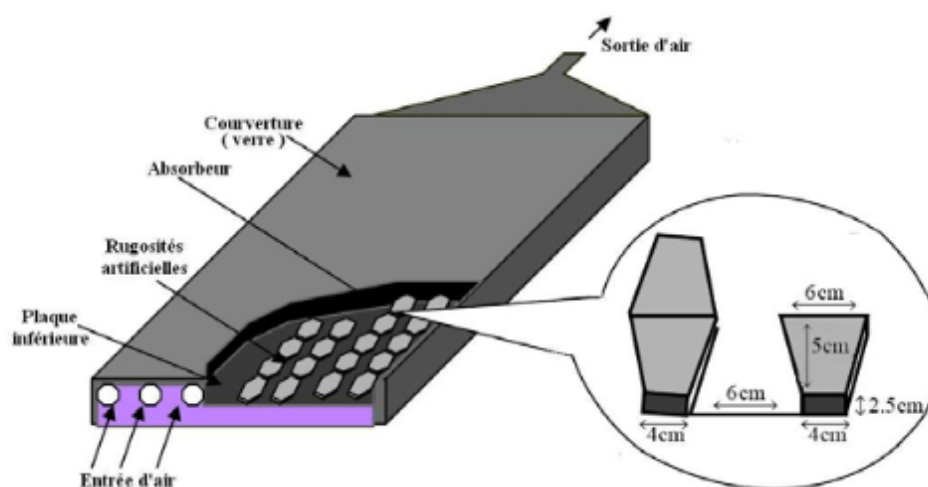


Fig. I.14 Schéma du dispositif expérimental [38]

L'optimisation du coefficient de transfert par convection dans entre le fluide caloporteur et la plaque absorbante du rayonnement solaire. Introduction d'obstacles de formes géométriques différentes pour obtenir augmentation de la surface d'échange (Fig. I.15, Fig. I.16, Fig. I.17) [39]. La méthode choisie pour étudier les performances consiste à la détermination de la température des différents composants tout le long du capteur. La méthode choisie pour étudier et modéliser les performances thermiques de ce collecteur est la méthode pas à pas, dont la particularité est la détermination de la température des différents composants du capteur tout le long de ce dernier. L'évolution des températures de sortie pour les trois configurations étudiées (sans chicanes, avec chicanes en rangées alignées et avec chicanes disposées en quinconces.

*

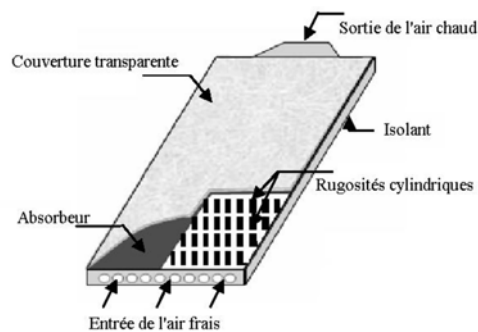


Fig. I.15 Schéma du capteur plan à air muni de rugosité [39]

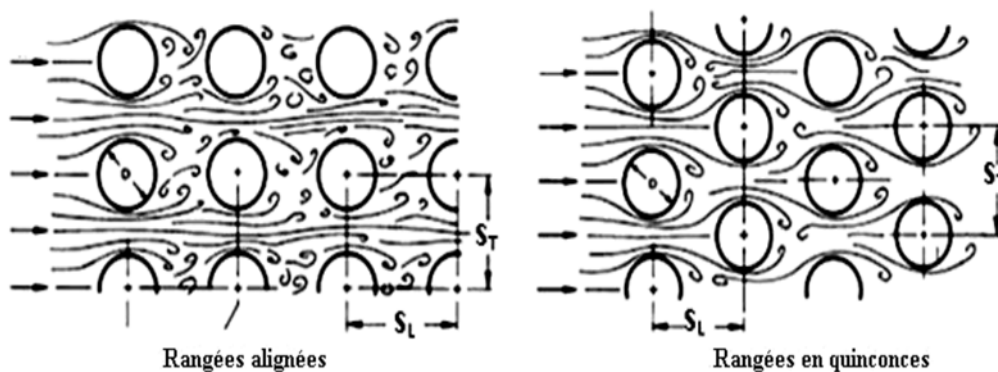


Fig. I.16 Rugosité artificielle en forme cylindrique [39]

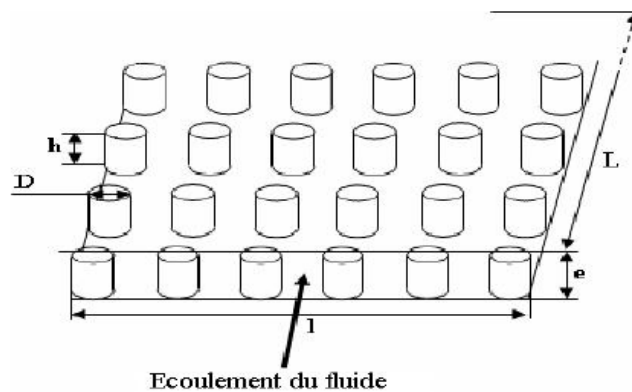


Fig. I.17 Différentes dispositions des rugosités cylindriques [39]

Le gain apporté par adjonction de ces obstacles comme par exemple :

Pour un débit de 40 kg/h, on a 77 °C pour une plaque sans chicanes, 83 °C pour une plaque avec chicanes disposées en rangées alignées et 90 °C pour une plaque avec chicanes disposées en quinconces.

Le travail de [40], présentait 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) (Fig. I.18). Les mesures de différentes températures de l'absorbeur et les températures de sortie de fluide de trois capteurs en deux modes de circulations naturelle et forcée, qui a permis de faire un choix sur la meilleure configuration parmi les trois configurations.

La configuration (1a), plaque absorbante entôle peinte en noire ($\alpha + 0.95$) et un vitrage de (0.03m)

La configuration (1b) est la même que la précédente, seulement la plaque absorbante est placée sur la diagonale du capteur, la sortie est munie d'un orifice rectangulaire pour permettre l'évacuation de l'air chaud.

La configuration (1c) est constituée des mêmes éléments que la configuration (1a) seulement le passage d'air se trouve au-dessus de la plaque absorbante.

Une campagne de mesure a été effectuée durant six jours pour les deux modes de circulation de l'air dans le capteur.

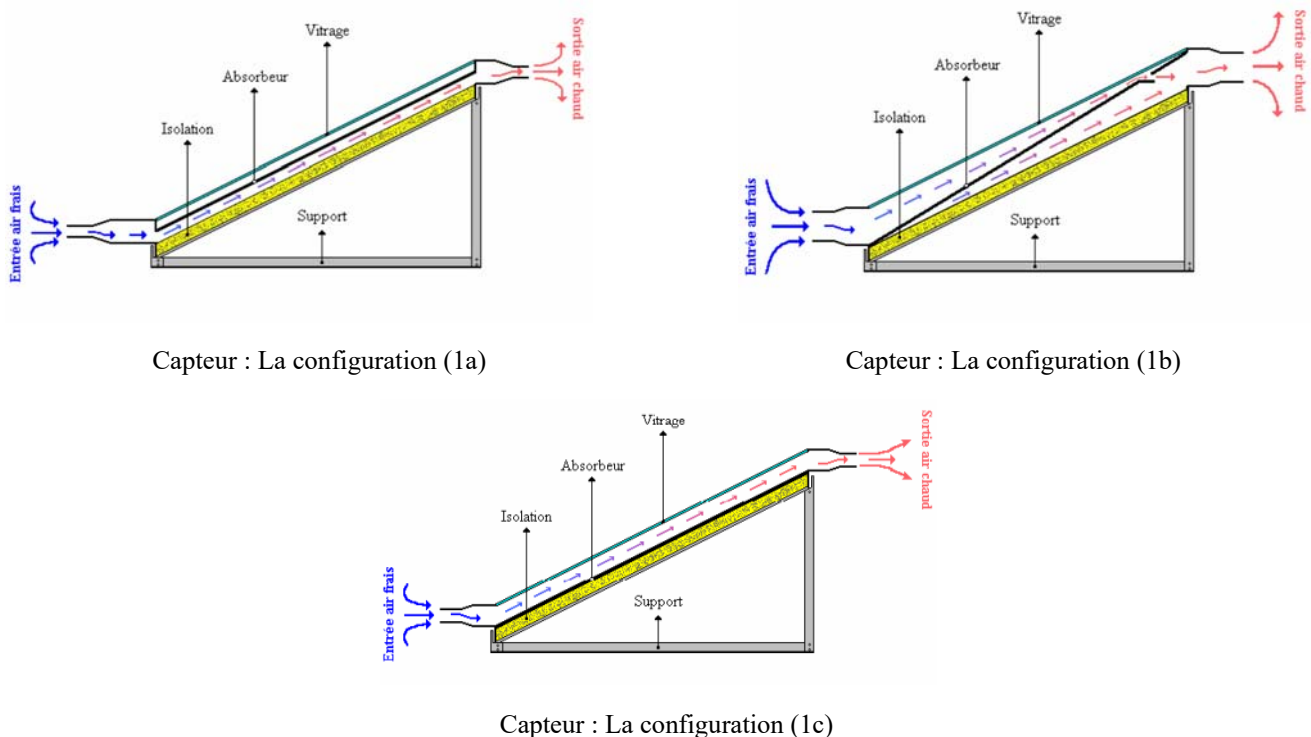


Fig. I.18 Configurations de capteurs solaires [40]

[41], L'étude numérique du comportement d'un collecteur solaire d'air avec et sans milieu poreux et la comparaison de leurs performances dans différentes conditions en modifiant divers paramètres directeurs tels que le débit massique d'air, la température de l'air d'entrée,

l'espacement entre le couvercle supérieur et la plaque absorbante et l'intensité du rayonnement solaire. Les problèmes ont été résolus par la méthode des différences finies. Le collecteur d'air solaire avec milieu poreux donne une efficacité thermique 25,9% plus élevée que celui sans milieu poreux. La conductivité thermique des supports poreux a un effet significatif sur les performances thermiques. L'utilisation du milieu poreux dans le collecteur d'air solaire augmente l'efficacité du système et la température de sortie et une augmentation de la chute de pression.

[42], présente l'analyse numérique de l'écoulement turbulent à l'intérieur d'un canal de section rectangulaire, avec deux types d'obstacles, un obstacle de type bloc rectangulaire et un obstacle de type rectangulaire dont le bord arrondi en amont présente un rayon de courbure égal à 0,2 fois la hauteur de l'obstacle. Il s'agit d'un problème important dans le domaine du refroidissement électronique et de l'échangeur de chaleur, où la caractérisation du flux, la distribution de la vitesse, ainsi que l'existence et l'extension de zones de recirculation possibles doivent être identifiées. Les équations différentielles décrivant le flux ont été intégrées par la méthode des volumes finis, en deux dimensions, en utilisant le modèle k- ϵ pour décrire la turbulence. Le maillage est structuré, avec des volumes rectangulaires. Plusieurs conditions aux limites ont été explorées, les résultats les plus réalistes étant obtenus en prescrivant le champ de vitesse d'entrée et la pression atmosphérique à la sortie. L'objectif de cet article est de comparer les impacts d'obstacles arrondis spéciaux sur la zone de recirculation et les profils de vitesse en prenant en compte ceux de l'obstacle par bloc rectangulaire.

L'analyser d'une simulation tridimensionnelle de l'écoulement turbulent autour de deux modèles d'obstacles ; obstacle prismatique et modèle d'obstacle prismatique arrondi au bord aval [43]. L'apport de ce travail est d'étudier l'effet de la courbure du bord aval des phénomènes aérodynamiques incluant la structure de vortex naissante entourant les deux modèles d'obstacles étudiés et la durée de rattachement XR / H . Les équations de base basées sur le modèle k- ω SST sont résolues par la méthode des volumes finis. Les profils de vitesse et la distribution des lignes de courant sont tracés pour un nombre de Reynolds $Re_h = 105$.

L'amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire d'air avec des obstacles de différentes formes par l'amélioration du facteur d'efficacité [44]. L'introduction des ailettes permettra de faciliter la circulation de l'air, à la température souhaitée. Les résultats sont comparés à ceux obtenus avec un collecteur d'air solaire sans ailettes, utilisant deux types d'absorbants sélectifs (au cuivre) ou non sélectifs (aluminium peint en noir). Quant à la sélectivité de l'absorbant, elle ne représente pas une amélioration remarquable de la présence des ailettes. Ceci s'explique par le fait que l'absorbant non sélectif se réchauffe en l'absence

d'ailettes et d'avantage. Donc il y a plus de pertes thermiques, alors que si l'absorbeur est sélectif, les pertes sont relativement faibles.

S. Youcef-Ali a étudié expérimentalement un capteur solaire, auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées (Fig. I.19) [45], d'autre part, il a comparé expérimentalement le cas d'un capteur à doubles couvertures à celui à triples couvertures. L'auteur a montré que les plaques ajoutées augmentent le transfert thermique. Le triple vitrage réduit davantage les pertes de chaleur en avant que le double vitrage.

Pour le triple vitrage, la quantité de rayonnement intercepté transmise à l'absorbeur a été diminuée, mais les pertes de chaleur globales sont encore réduites. Le double vitrage transmet plus de rayonnement que le triple vitrage, mais les pertes de chaleur restent importantes.

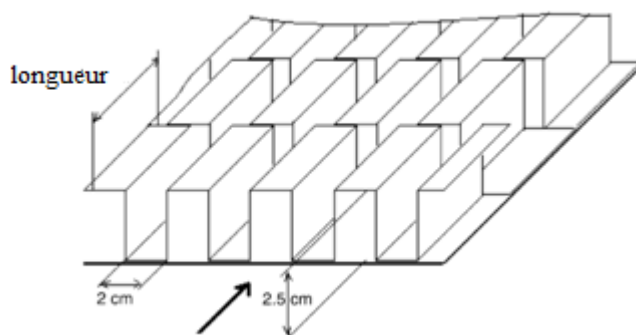


Fig. I.19 Plaque absorbante à ailettes décalées [45].

La visualisation de l'écoulement, la manométrie et l'anémométrie Doppler au laser ont été appliqués à un écoulement d'eau approximativement bidimensionnel autour d'obstacles, des nombres de Reynolds de 600 à 10 500 dans l'ordre. Simulation des aspects importants liés à l'écoulement côté coque dans les échangeurs de chaleur à coque et à tubes [46].

Des travaux numériques et expérimentaux réalisés par les chercheurs pour étudier divers types de configurations d'ailettes dans des conditions de convection naturelle afin d'accroître le transfert de chaleur avec différentes rugosités [47]. Les ailettes à rugosité de surface variable influencent le transfert de chaleur à des degrés divers. Dans certaines études, il a été constaté que la hauteur de rugosité joue un rôle important et est un facteur décisif dans l'augmentation ou la diminution du transfert de chaleur. Dans d'autres études, les profils de rugosité améliorent considérablement le transfert de chaleur de 10 à 40% par rapport à l'ailette plane. Dans l'avenir, les ailettes présentant divers motifs de moletage et des ouvertures fendues de différentes tailles et formes peuvent nous amener à évaluer l'augmentation du transfert de chaleur.

Une étude numérique des performances thermiques et du transfert de chaleur dû à l'écoulement turbulent de nano fluides à travers différentes configurations de canaux ondulés trapézoïdaux a été étudiée afin d'étudier l'impact des nanoparticules sur le transfert de chaleur [48]. Des calculs ont été effectués sous flux de chaleur constant sur un nombre de Reynolds compris entre 10 000 et 30 000. quatre types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO , SiO_2 et ZnO) ayant des fractions volumiques et un diamètre de particules variables ont été utilisés dans cette étude. Les résultats de la simulation montrent que le profil de corrugation a un impact significatif sur les performances thermiques par rapport à un profil rectiligne. En outre, en adoptant de nouvelles géométries de canaux, l'amélioration du transfert de chaleur peut être améliorée d'environ 2,3 à 3,7 fois celle des canaux rectilignes. Pour toutes les formes étudiées, la configuration des nervures du canal ondulé trapézoïdal a atteint un maximum.

Amélioration des performances des capteurs solaires plans par l'utilisation de chicanes

Etude expérimentale de l'impact d'une chicane rectangulaire à l'intérieur d'un canal carré. La PIV a été utilisée pour mesurer les champs de vitesse bidimensionnels [49]. Les mesures ont été effectuées pour deux nombres de Reynolds en régime entièrement turbulent. à l'insertion d'une chicane a été quantifiée par une comparaison directe avec la structure d'écoulement en l'absence de celle ci, dans des conditions similaires. Les résultats montrent que les vitesses turbulentes sont multipliées par un facteur de deux à trois et les taux de production et de dissipation d'énergie sont accrus de plus d'un ordre de lorsqu'une chicane est inséré dans le canal. Une augmentation significative de la turbulence a été observée dans une région jusqu'à deux fois la hauteur de la chicane immédiatement en aval de la chicane et l'épaisseur de cette couche a augmenté jusqu'à trois fois la hauteur de la chicane.

L'effet de l'introduction de chicanes rectangulaires sur le comportement du fluide caloporteur d'un capteur solaire plan à muni de quatre chicanes [50]. La présence de chicanes rectangulaires dans la veine fluide du capteur solaire plan à air à conduit à la création de la turbulence et une circulation qui a permis au fluide une orientation et un prolongement de parcours qui permis un chauffage maximum et une augmentation du rendement.

L'utilisation de chicanes perforées dans le conduit du collecteur solaire d'air pour augmenter le transfert thermique [51, 52,53]. L'orientation du fluide caloporteur vers la paroi supérieure du capteur (Absorbeur), ralentissement de la vitesse de fluide, répartition du champ de l'énergie cinétique entre les extrémités et les perforations des chicanes. L'orientation et la position de ses perforations sont à l'origine de cette augmentation de l'échange thermique.

[54], ont comparés deux capteurs similaires, l'un est simple et l'autre est muni de 8 rangées de chicanes, d'après les résultats, les auteurs ont remarqué que l'introduction des chicanes a permis une amélioration des performances causé par la turbulence de l'air et la surface d'échange des chicanes (Fig. I.20).

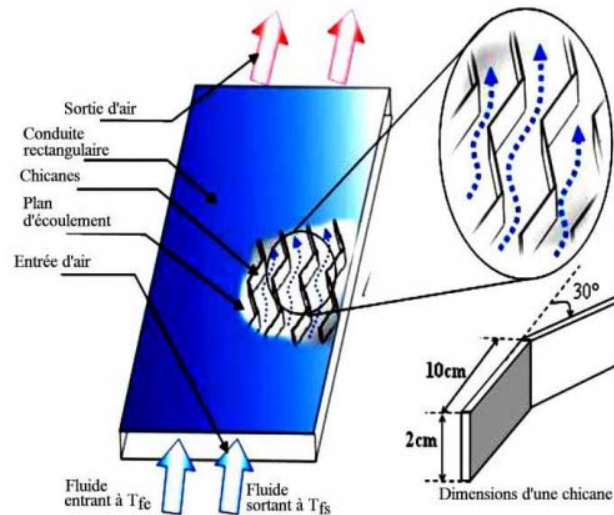


Fig. I.20 Schéma d'un capteur solaire avec chicane [54]

L'étude des performances d'un capteur solaire plan à air, équipé de mini concentrateurs au niveau de l'absorbeur [55].

La température de l'absorbeur en cas de convection libre reste toujours la plus élevée. Elle atteint 140°C (température moyenne de l'absorbeur, dans certaines régions de l'absorbeur atteint 147°C).

La température de l'air à l'intérieur du collecteur en cas de convection libre et celle de l'air à l'intérieur du collecteur en cas de convection forcée sont quasiment identiques et dépassent 120°C pendant 12 h. Ils sont supérieurs à 100°C presque pendant presque tout le temps de mesure. Quant à la température de l'air à l'intérieur du collecteur, elle est toujours inférieure à ces trois températures (température de l'absorbeur en cas de convection libre, température de l'absorbeur en cas de convection forcée et température de l'air à l'intérieur de l'absorbeur mais elle reste presque toujours supérieure à 100°C).

Dans [56,57], une étude numérique et expérimentale dans un capteur solaire d'air muni de chicanes rectangulaires (Fig. I.21). Les résultats numériques de la distribution de température ressemblent aux résultats expérimentaux. L'introduction de chicanes ont permis l'amélioration de l'échange thermique.

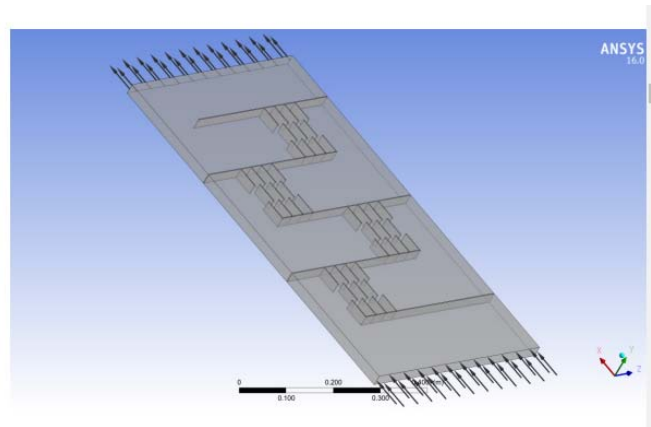


Fig. I.21 Croquis du capteur solaire [56]

Etude expérimentale de l'échange de chaleur local et la perte de charge dans un canal rectangulaire avec des obstacles solides et des obstacles inclinés et perforés [58,59]. L'application d'un flux de chaleur constant sur la paroi supérieure et conditions adiabatiques pour les parois latérales et la paroi inférieure. Le nombre de Reynolds est compris entre 12.000 et 41.000. Les résultats expérimentaux montrent que la distribution locale du nombre de Nusselt dépend fortement de la position, de l'orientation et de la géométrie des obstacles. Le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais sa valeur dépend de la disposition des obstacles.

Une validation numérique de ce travail a été réalisée par [60], le canal avec des chicanes inclinées qui sont arrangées d'une manière périodique, les calculs ont été fait pour des nombres de Reynolds 12,000 et 38,000. Les résultats numériques ont montré que les obstacles inclinés amélioraient le facteur de friction et le transfert de chaleur.

Le comportement du flux et l'échange de chaleur dans un conduit carré avec des chicanes pour un angle de 45° et plusieurs nombres de Reynolds [61]. L'amélioration du transfert de chaleur est environ 100 à 200% plus élevée que celle des chicanes pour un angle de 90° .

Réalisation d'une étude numérique des caractéristiques d'écoulement turbulent et de transfert de chaleur dans le canal rectangulaire avec différents types de chicanes perforées avec des trous de type diamant carré ses chicanes sont inclinées d'un angle de 5° [62]. Le nombre de Reynolds varie entre 23000 et 57000. Les caractéristiques de transfert de chaleur et de facteur de friction sont affectées de manière significative par la densité de perforation de la chicane. Il a été constaté que l'amélioration du transfert de chaleur de la chicane de type II (chicane à 3 trous) présente les meilleures résultats valeurs.

L'incorporation des barrettes perforées dans la veine fluide d'un capteur solaire, le fluide caloporteur circule à l'intérieur de ces perforations ce qui permet la diminution des pertes de charges [63]. L'étude de l'aérodynamique interne de ces perforations pour que le fluide caloporteur soit toujours dirigé vers l'absorbeur en imposant une orientation adéquate à ses perforations et, par suite, gagner un maximum de calories. Trois types de comparaisons seront examinées pour trois vitesses différentes ($v=3.9\text{m/s}$, $v=7.8\text{m/s}$ et $v=11.7\text{m/s}$).

Une comparaison entre un modèle de capteur solaire avec chicane simple (modèle classique), et un modèle de capteur avec chicanes munis de trois barrettes identiques. L'écoulement secondaire à l'intérieur de chaque barrette s'effectue dans un jeu annulaire de 0.01m .

Une autre comparaison entre un modèle de capteur avec chicanes munis de trois barrettes pour deux jeux annulaires différentes : (0.01m et 0.005m) pour différentes vitesses d'entrées d'air

Comparaison entre un modèle de capteur munis de trois barrettes et un modèle de capteur avec six barrettes.

On remarque une augmentation des lignes de courant pour les chicanes à six barrettes, une diminution des zones tourbillonnaires, un ralentissement du fluide caloporteur, chauffage d'un maximum du fluide.

Les températures les plus fiables sont données par le capteur à chicanes avec six barrettes.

Les températures sont moins importantes, pour la vitesse d'entrée du fluide $v=11.9\text{ m/s}$ et la vitesse $v=7.8\text{ m/s}$, expliquées par le fait que plus la vitesse du fluide caloporteur est inférieure plus le fluide séjourne plus à l'intérieur du capteur solaire.

Une étude numérique pour simuler le comportement d'un capteur solaire thermique à air équipé de deux configurations de chicanes [64,65 ,66]. La première configuration chicanes simples (modèle des travaux antérieurs), pour la deuxième configuration les deux chicanes inclinées sont disposées parallèlement faisons un angle de 30° avec la verticale. Les trous des perforations sont de diamètre $d=10\text{mm}$.

L'analyse de la distribution de température est plus importante pour le capteur solaire à chicanes perforées inclinées. Il y a une irrigation significative de l'air par rapport aux autres configurations. La présence des chicanes perforées et des chicanes perforées inclinées provoque le ralentissement de l'air en comparaison avec les chicanes simples.

L'effet d'un certain nombre de chicanes inclinées perforées avec des trous carrés sur les modèles d'écoulement et le transfert de chaleur dans une conduite rectangulaire est étudié numériquement et expérimentalement [67]. Les nombres de Reynolds variant entre $23\ 000$ et $57\ 000$. Le modèle SST $k - \omega$ de turbulence est utilisé pour prédire un écoulement turbulent.

L'étude expérimentale a été réalisée pour confirmer l'amélioration du transfert de chaleur et des pertes de charge par friction pour une chicane et deux chicanes.

Les résultats montrent que les modèles d'écoulement autour des trous sont totalement différents par rapport au nombre de trous carrés.

Les caractéristiques d'écoulement turbulent et de transfert de chaleur ont été étudiées et pour un fluide newtonien à propriétés constantes dans un canal de capteur muni de chicanes inclinées et perforées [68]. L'écoulement est affecté par la présence de ces chicanes inclinées perforées, entraînant l'orientation de l'écoulement principale et les écoulements secondaires vers l'absorbeur.

Une étude tridimensionnelle de l'écoulement turbulent incompressible à travers un canal d'un capteur d'air solaire a été réalisée [69]. Le canal est pourvu de deux chicanes solides dans le premier cas et de deux chicanes perforées dans le second cas fixées sur l'absorbeur et l'isolant.

Les modèles des perforations se présentent sous la forme de bandes perforées dans les chicanes et elles ont un diamètre de $d = 0.005\text{m}$; leur nombre est de 12 par chicane. Le fluide de travail utilisé est l'air.

La forme et la position de ses perforations permettent la création de flux secondaires avec l'orientation du flux vers l'absorbeur. On remarque une amélioration significative du nombre de Nusselt et du coefficient de friction le long de la conduite.

Prédiction numérique sur le transfert de chaleur laminaire dans une conduite carré avec chicanes inclinées à 30° sur un mur [70]. Effets de différentes hauteurs de chicanes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de débit dans la conduite sont étudiés.

L'écoulement dans le canal à chicanes d'angle est sept fois plus efficace que les profils d'écoulement périodique et de transfert de chaleur entièrement développés à environ x/D . Les flux de vortex longitudinaux à contre-rotation créés par les chicanes inclinées contribuent à augmenter considérablement le taux de transfert de chaleur dans le canal. Cependant, l'augmentation du transfert de chaleur est associée à une augmentation pression.

Une analyse numérique des caractéristiques d'écoulement laminaire périodique et de transfert de chaleur dans un canal carré monté avec des chicanes inclinées à 30° de différentes hauteurs a été développé sous les hypothèses suivantes : Ecoulement tridimensionnel, laminaire et incompressible [71]. Les caractéristiques de débit et de transfert de chaleur sont présentées pour le nombre de Reynolds en fonction du diamètre hydraulique du canal allant de 100 à 2000. Le résultat a montré que le facteur optimal d'amélioration de la performance thermique d'environ 3,78 est trouvé à $P_r = 2,5$.

Conclusion

Dans cette étude bibliographique on a présenté les recherches théoriques, numériques et expérimentales de l'échange thermique de l'écoulement de l'air dans des canaux munis d'obstacles. L'amélioration des performances des capteurs solaires plans à air par l'introduction de rugosités, ailettes ou de chicanes a été le sujet de recherche de plusieurs chercheurs. L'augmentation de la surface d'échange de chaleur pour une augmentation de la température à la sortie est le but principal de ses recherches.

Chapitre II

Méthodes de résolution numériques et présentation du code "FLUENT"

II.1 Introduction

Le passage d'un problème aux dérivées partielles continu à un problème discret s'appuie sur les méthodes classiques d'analyse numérique. On distingue trois grandes méthodes pour formuler un problème continu sous forme discrète, la méthode des différences finies, des éléments finis et des volumes finis. La méthode utilisée par le code "FLUENT" est celle des volumes finis.

II.1.1 Méthodes des différences finies

Cette méthode consiste à formuler le problème continu en un problème discret en utilisant des formules de différences finies prises sur un maillage approprié [69]. Approximation des dérivées en équation différentielle par des différences.

II.1.2 Méthodes des éléments finis

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis réside dans le découpage du domaine d'étude en domaines élémentaires de dimension finie. Sur chacun de ces domaines, éléments finis, la fonction inconnue est approchée par un polynôme dont le degré peut varier d'une application à l'autre mais reste en général faible [73].

II.1.3 Méthodes spectrales

L'inconnue est approchée par des séries Fourier tronquées ou par des séries de polynômes Tchebychev. Par rapport aux méthodes des différences finies et des éléments finis l'approximation n'est pas locale mais elle est valide sur tout le domaine de calcul [74]. On utilise également le concept du résidu pondéré comme dans la méthode des éléments finis où en imposant que l'approximation doit correspondre à la solution exacte pour les points du maillage.

II.1.4 Méthodes des volumes finis

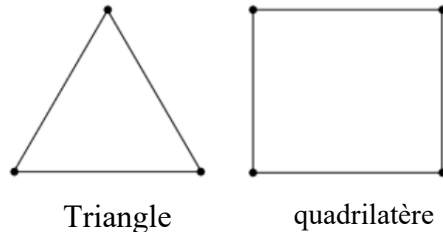
La méthode des volumes finis permet de discrétiser et de résoudre numériquement des équations différentielles. C'est une méthode alternative à celles des différences finies et des éléments finis. L'équation différentielle à résoudre est intégrée sur chaque volume de contrôle. La méthode consiste à partager le domaine de calcul en plusieurs volumes, où chaque volume entoure un nœud.

II.2 Maillage

Le code de calcul "FLUENT" traite plusieurs types de maillages structurés, non-structurés ou hybrides. Un maillage structuré est généralement composé de mailles quadrilatérales en deux dimensions (2D ou maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (3D ou

maillage volumique), tandis qu'un maillage non-structuré va être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D et hexaédriques ou tétraédriques en 3D.

Types 2D



Types 3D

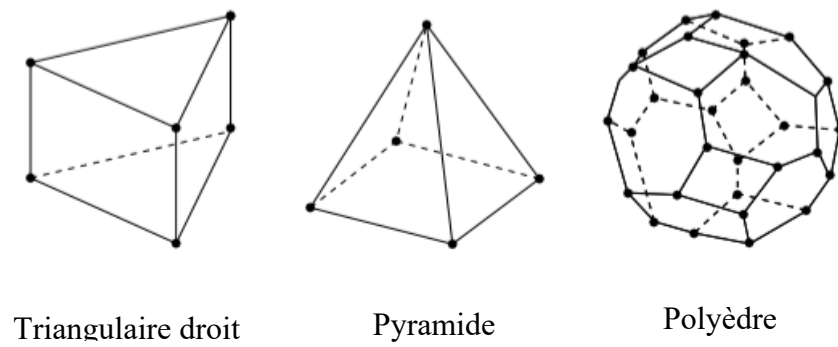
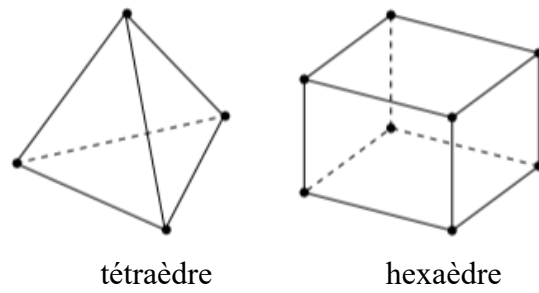


Fig. II.1 Types de maillage utilisés par "Fluent"[75]

II.3 Présentation du code de calcul Fluent

Le logiciel "FLUENT" modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout logiciel de type CFD, de trois éléments clés qui sont : le pré-processeur, le solveur et le post-processeur. Nous détaillons ci-dessous ces trois éléments.

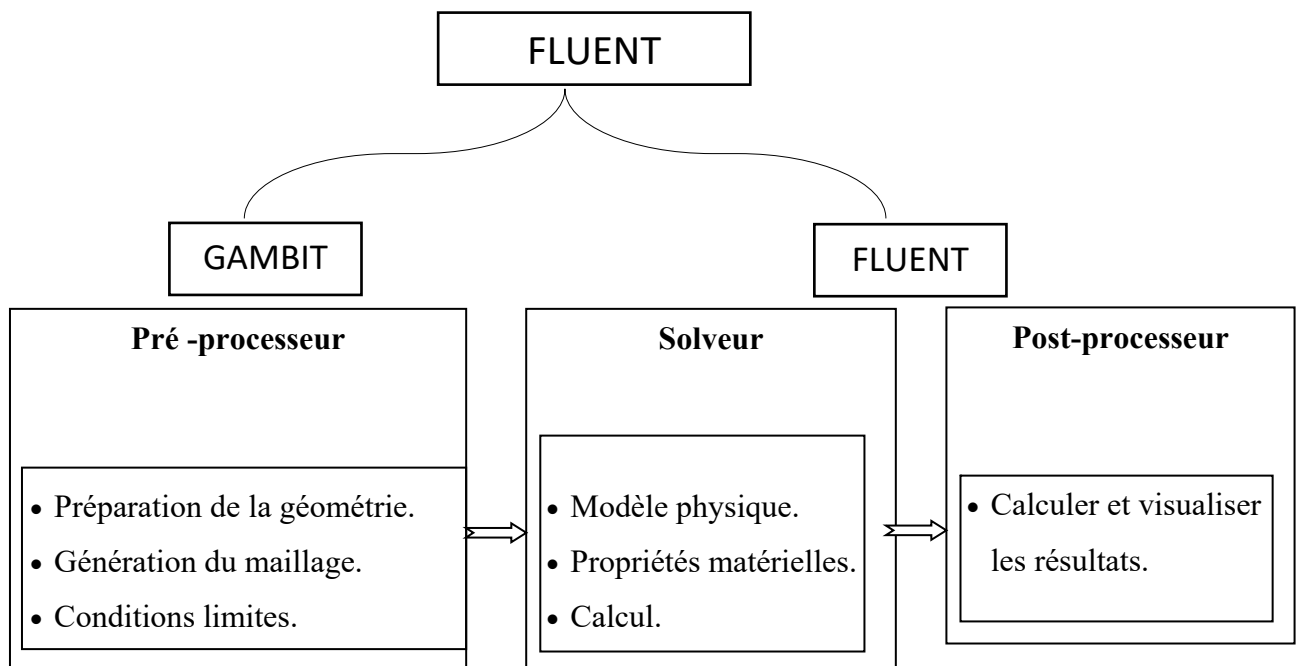


Fig. II.2 Structure de base du code "FLUENT"

II.3.1 Pré - processeur "GAMBIT"[76]

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées, au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul, se fait également à ce niveau.

II.3.2 Solveur "FLUENT"[77]

Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. La méthode utilisée est la méthode des volumes finis. Cette méthode a l'avantage d'être conservatrice, c'est-à-dire que tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans les volumes voisins. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations continues sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation en espace et en temps des équations de transformation du système d'équations en système algébrique,
- Résolution du système algébrique par un processus itératif ; utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

II.3.3 Post-processeur "FLUENT"

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, ligne de courant ...etc.).

II.4 Méthode de résolution des équations de transport

II.4.1 Discrétisation du domaine de calcul

Le code emploie la méthode des volumes finis pour la résolution des systèmes d'équations utilisés pour modéliser les écoulements des fluides. En fait, avec la méthode des volumes finis, un problème physique donné est résolu suivant trois principales étapes :

- Division du domaine de calcul en volumes de contrôle via un maillage (voir figure IV.4).
- Intégration des équations sur chaque volume de contrôle afin de les transformer en équations algébriques,
- Résolution des équations ainsi discrétisées.

- Fluide
- Solide

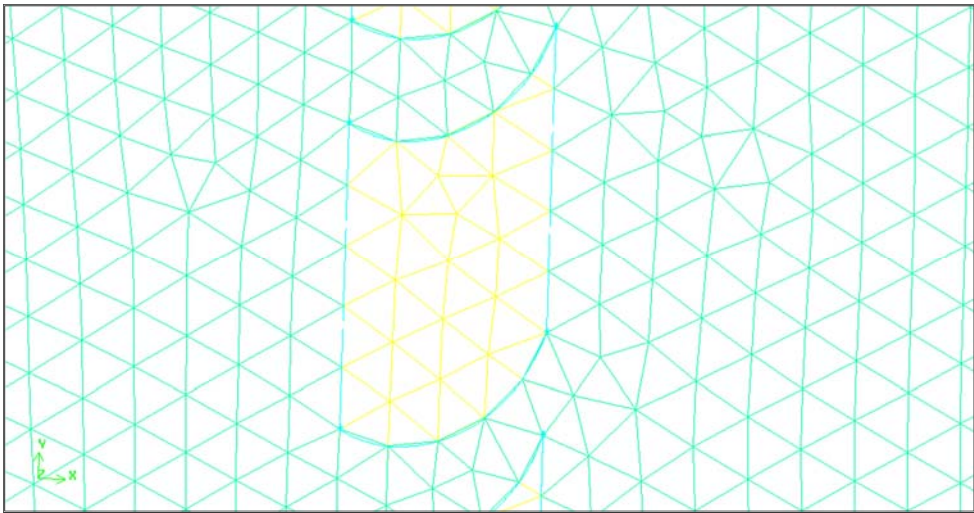
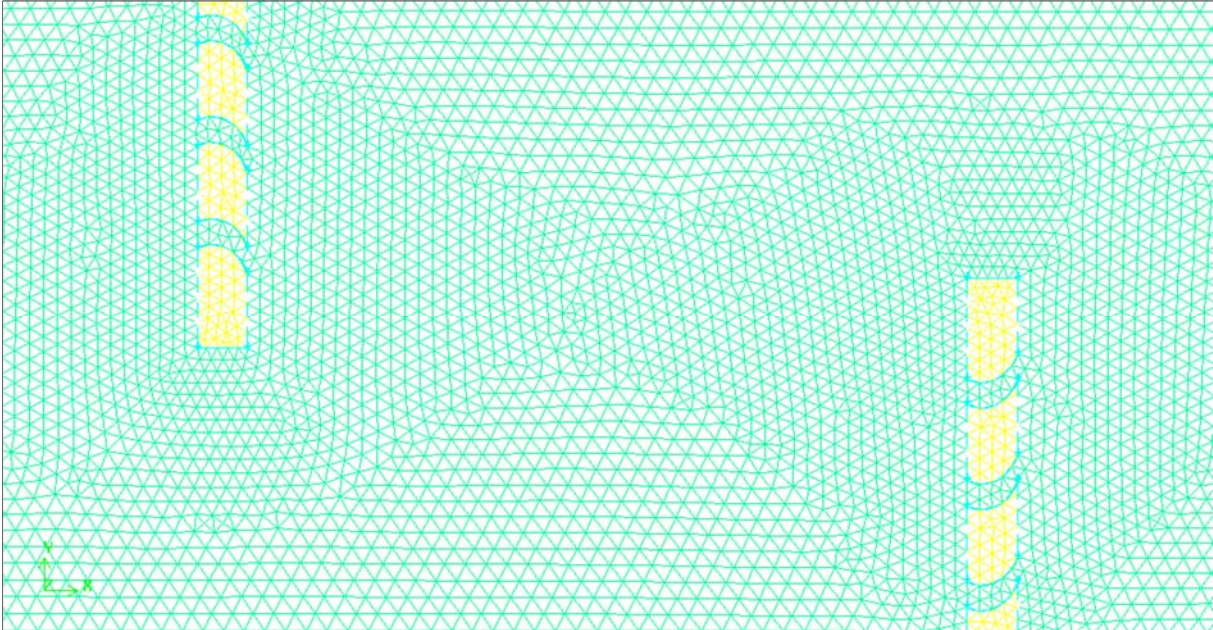


Fig.II.3 Maillage triangulaire en 2D

II.4.2 Contexte mathématique

II.4.2.1 Équation de discrétisation pour deux dimensions

La forme différentielle de l'équation d'un bilan sur un volume de contrôle pour deux dimensions [78] est donc:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = S \quad (\text{II.1})$$

Où J_x, J_y le total des flux (convection + diffusion) et sont données par :

$$J_x = \rho u \phi - \frac{\Gamma \partial \phi}{\partial x} \quad (\text{II.2})$$

$$J_y = \rho v \phi - \frac{\Gamma \partial \phi}{\partial y} \quad (\text{II.3})$$

où u et v sont les composantes de vitesse dans les directions x et y .

Φ peut être : une composante de vitesse (Fig. II.4), enthalpie ou température spécifique ou concentration d'un composant chimique (fraction massique)

ρ : la densité du fluide ;

Γ : le coefficient de diffusion pour l'équation respective (par exemple la viscosité dynamique pour les équations de conservation de la quantité de mouvement ou la conductivité thermique).

L'intégration de l'équation (II.1) donne :

$$\frac{(\rho_p \phi_p - \rho_p^0 \phi_p^0) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + J_e + J_w + J_n + J_s = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (\text{II.4})$$

ou ρ_p, ϕ_p (Fig. II.4) soit supposées constantes sur le volume de contrôle

Début du pas de temps

ρ_p^0, ϕ_p^0 : Début du pas de temps

$$\frac{(\rho_p \phi_p - \rho_p^0 \phi_p^0) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + F_e + F_w + F_n + F_s = 0 \quad (\text{II.5})$$

ou les termes F_e, F_w, F_n, F_s sont les flux massiques à travers les parois du volume de contrôle (Fig. II.5).

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x$$

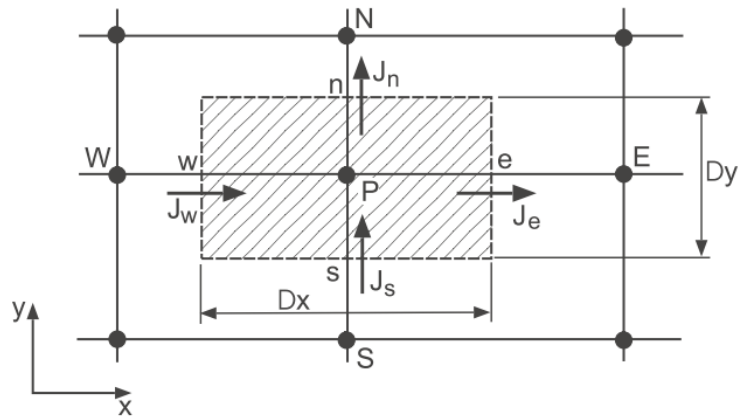


Fig. II.4 Discrétisation en deux dimensions [75]

Multiplication de l'équation par ϕ_P et en soustrayant (II.4) on obtient

$$\frac{(\rho_p \phi_p - \rho_p^0 \phi_p^0) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + (J_e - F_e \phi_e) + (J_w - F_w \phi_w) + (J_n - F_n \phi_n) + (J_s - F_s \phi_s) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (\text{II.6})$$

$$\left. \begin{aligned} a_E &= D_e A(|P_e|) + \|-F_e, 0\| \\ a_W &= D_w A(|P_w|) + \|\+F_w, 0\| \\ a_N &= D_n A(|P_n|) + \|-F_n, 0\| \\ a_S &= D_s A(|P_s|) + \|\+F_s, 0\| \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.7})$$

Tableau (II-1) la fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques

Schéma	$A(P)$
Différence centré	$1 - 0.5 P $
Upwind	1
Hybride	$\ 0.1 - 0.5 P \ $
Loi de puissance	$\ 0, (1 - 0.1 P)^5\ $
Exponentiel	$ P / [\exp(P) - 1] 1$

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad b = S_C \Delta x \Delta y + a_P^0 \phi_P^0 \quad (\text{II.8})$$

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (\text{II.9})$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta y}{(\delta x)_n} \quad D_s = \frac{\Gamma_s \Delta y}{(\delta x)_s}$$

et les numéros de Peclet sont: $P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (\text{II.10})$

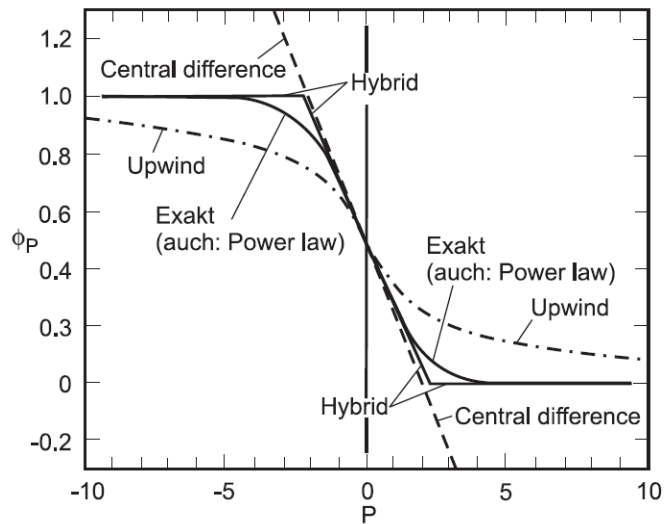


Fig. II.5 Représentation des valeurs de ϕ_P pour une plage de nombres de Peclet en utilisant différentes discrétisations [79]

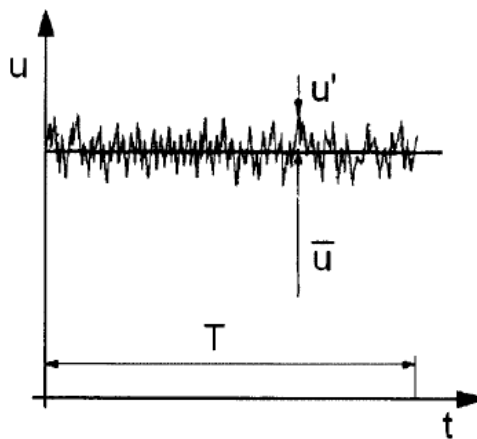


Fig. II.6 Les fluctuations de la composante u de la vitesse en régime permanent [80]

II.4.2.2 Équation de discrétisation pour trois dimensions

La discrétisation de l'équation d'un bilan sur un volume de contrôle pour trois dimensions est donc :

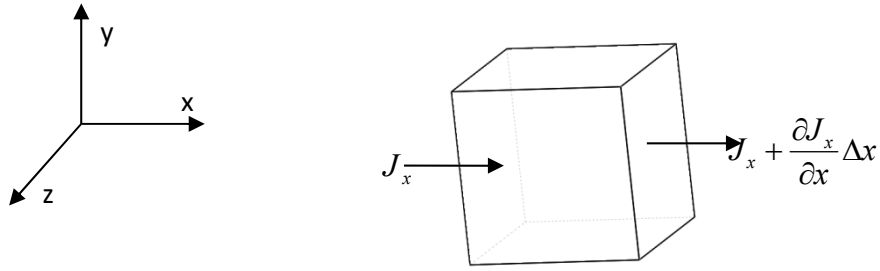


Fig. II.7 Balance sur un élément de volume dans la direction x

$$\text{Flux net par unité de volume} = \left(J_x + \frac{\partial J_x}{\partial x} \Delta x - J_x \right) \Delta y \Delta z = \frac{\partial J_x}{\partial x} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (\text{II.11})$$

avec

$$\Delta V = \Delta x \Delta y \Delta z \quad (\text{II.12})$$

Pour les trois directions spatiales x, y, z

La méthode des volumes finis est basée sur une balance sur un volume dit de contrôle.

La forme différentielle d'un équilibre général [81] est donc:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \nabla \cdot \underline{J} = S_\phi \quad (\text{II.13})$$

où

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial J_i}{\partial x_i} = S_\phi \quad (\text{II.14})$$

Avec

$$J_i = (\rho u_i \phi) + \left(-\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.15})$$

Avec

\underline{J} : vecteur du flux total

$\rho u_i \phi$: terme de Convection

$-\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}$: terme de Diffusion

Γ_ϕ : Coefficient de diffusion général (conductivité)

S_ϕ : Terme source; (Taux de production par unité de volume)

notation tensorielle cartésienne : x_1, x_2, x_3 Les coordonnées

ou $x_i \quad i=1,2,3$

$J_i \longrightarrow J_1, J_2, J_3$ Flux

Ces équations sont mises sous la forme générale Dans la direction “ i ” l’équation s’écrit ainsi :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}) + S_\phi \quad (\text{II.16})$$

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (\text{II.17})$$

$$\left. \begin{aligned} a_E &= D_e A(|P_e|) + \|-F_e, 0\| \\ a_W &= D_w A(|P_w|) + \|\+F_w, 0\| \\ a_N &= D_n A(|P_n|) + \|-F_n, 0\| \\ a_S &= D_s A(|P_s|) + \|\+F_s, 0\| \\ a_T &= D_t A(|P_t|) + \|-F_t, 0\| \\ a_B &= D_b A(|P_b|) + \|\+F_b, 0\| \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.18})$$

$$a_p^0 = \frac{\rho_p^0 \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t}$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y \Delta z + a_p^0 \phi_p^0$$

$$a_p = a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_p^0 - S_p \Delta x \Delta y \Delta z$$

Avec:

$$\left. \begin{aligned}
 F_e &= (\rho u)_e \Delta y \Delta z ; & D_e &= \frac{\Gamma_e \Delta y \Delta z}{(\delta x)_e} \\
 F_w &= (\rho u)_w \Delta y \Delta z ; & D_w &= \frac{\Gamma_w \Delta y \Delta z}{(\delta x)_w} \\
 F_n &= (\rho v)_n \Delta z \Delta x ; & D_n &= \frac{\Gamma_n \Delta z \Delta x}{(\delta y)_n} \\
 F_s &= (\rho v)_s \Delta z \Delta x ; & D_s &= \frac{\Gamma_s \Delta z \Delta x}{(\delta y)_s} \\
 F_t &= (\rho w)_t \Delta x \Delta y ; & D_t &= \frac{\Gamma_t \Delta x \Delta y}{(\delta z)_t} \\
 F_b &= (\rho w)_b \Delta x \Delta y ; & D_b &= \frac{\Gamma_b \Delta x \Delta y}{(\delta z)_b}
 \end{aligned} \right\} \quad (II.19)$$

II.4.2.3 Schéma numérique

Pour les problèmes complexes, qui impliquent de la diffusion et de la convection, il existe plusieurs schémas pour écrire ces coefficients, parmi lesquels :

- Le schéma décentré en amont (« upwind ») de premier ou deuxième ordre.
- Le schéma en loi de puissance (« power law »).
- Le schéma hybride : Ce schéma mis au point par Spadling [82], composé des deux schémas et permettant de basculer automatiquement de l'un vers l'autre suivant la valeur du nombre de Pe inférieur à 2.
- Le schéma QUICK ("Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics"). Consiste en une interpolation quadratique.

II.4.2.4 Calcul du champ d'écoulement

Dans l'équation différentielle générale de ϕ en présence d'un champ de courant donné.

ϕ représente une vitesse ou un coefficient de diffusion.

Le système d'équations pour le calcul d'un champ de flux dans ces variables :

L'équation de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + S_{u_i} \quad (\text{II.20})$$

$i=1, \dots, 3$

L'équation de la continuité est

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II.23})$$

II.4.3 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

Trois algorithmes sont disponibles dans le logiciel de calcul :

- SIMPLE : le plus robuste.
- SIMPLEC : il donne une convergence plus rapide pour les problèmes simples.
- PISO : il est utile pour des problèmes des écoulements instables.

L'algorithme choisi dans notre étude est l'algorithme SIMPLE [83]. A l'initialisation du calcul, un champ de pression fixé *a priori* est introduit dans l'équation de bilan de la quantité de mouvement, permettant de calculer un premier champ de vitesse. La combinaison des équations de bilan de masse et de quantité de mouvement permet ensuite de corriger ces premiers champs de pression et de vitesse. Les autres équations de transports sont ensuite résolues et le champ de pression corrigé est utilisé pour initialiser le calcul à l'itération suivante. Cette succession d'opération est répétée jusqu'à ce que les critères de convergence soient atteints.

II.4.3.1 Algorithme de résolution

La discrétisation d'une équation de transport de diffusion sur un volume de contrôle par la méthode des volumes finis fait intervenir les valeurs des vitesses aux interfaces des volumes. Il est donc intéressant de calculer ces vitesses directement sur les interfaces (sans avoir à effectuer d'interpolations). D'autre part, la discrétisation de l'équation de continuité et du gradient de pression avec l'utilisation d'une interpolation linéaire peut induire des erreurs importantes du fait qu'une répartition de pression ou de vitesse en "damier" est vue comme un champ uniforme. Pour contourner ces difficultés, on préfère utiliser des grilles décalées "staggeredgrid". Une grille principale est construite sur laquelle on calcule la pression, la température et la concentration. Deux grilles décalées vers la droite et vers le haut respectivement sont utilisées pour le calcul des vitesses horizontale et verticale.

L'algorithme SIMPLE, acronyme pour « Semi-Implicit Method for Pressure Linked-Equations » permet de résoudre le système d'équations discrétisées (Fig. II.8). Cet algorithme stipule l'existence d'une relation entre les vitesses corrigées et les pressions corrigées, en vue de vérifier l'équation de conservation de la masse.

L'algorithme SIMPLE donne une méthode de calcul de pression et de vitesses. La méthode est itérative et lorsque d'autres scalaires sont couplés à l'équations de quantité de mouvement, le calcul doit être effectué de manière séquentielle.

Le schéma représentatif de ce processus itératif est le suivant :

$$u = u^* + u', \quad v = v^* + v', \quad w = w^* + w', \quad p = p^* + p', \quad \phi = \phi^* + \phi' \quad (\text{II.20})$$

La correction de la pression p' étant la différence entre la pression correcte p et la pression estimée p^* , le même raisonnement s'applique pour les autres composantes u, v, w, ϕ .

u, v, w , sont les composantes du vecteur vitesse, p représente la pression, ϕ est une grandeur scalaire.

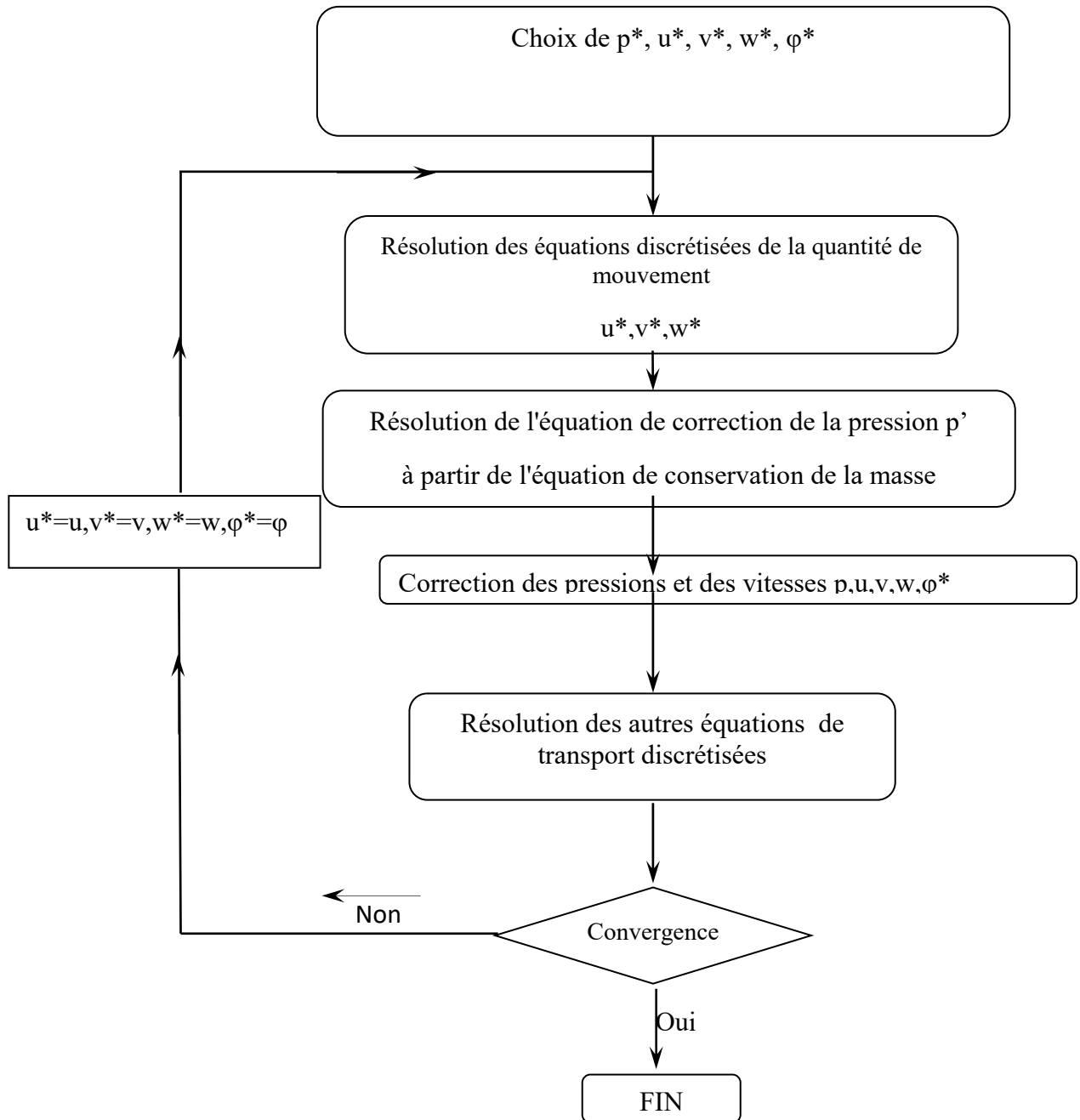


Fig. II.8 : Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE

II.5 Résolution numérique

II.5.1 Paramètre de contrôle de la convergence

La façon d'obtenir une solution convergée est un des éléments essentiels de prédiction d'écoulement au moyen des codes CFD. Le code "FLUENT" propose différentes techniques pour accélérer le processus de convergence si une bonne estimation de la solution est donnée comme condition initiale. Nous avons recours à plusieurs techniques décrites ci-dessous :

II.5.2 Critère de convergence

La résolution numérique des problèmes de type CFD nécessite un processus itératif. Pour apprécier la convergence du processus itératif, des critères de convergence doivent être pris en compte. Ainsi, la convergence du processus itératif est déterminée par le concept de résidu.

Après l'étape de discrétisation, l'équation de conservation d'une variable ϕ donnée sur une cellule de centre P peut s'exprimer comme suit :

$$a_p \cdot \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (\text{II.21})$$

où : a_p et a_{nb} représentent les contribution convective et diffusive, l'indice nb est lié aux centre de cellules adjacentes et représente la contribution de la partie constante du terme source Φ_ϕ .

II.5.3 Sous-relaxation

A cause de la non linéarité des équations résolues, il est possible, pour atténuer les fluctuations de la solution, de réduire les variations des variables d'une itération à une autre en introduisant une sous-relaxation. Il n'existe pas de règles générales concernant les meilleures valeurs des coefficients de sous-relaxation, mais il existe des recommandations pour chacune des grandeurs, généralement basées sur des connaissances empiriques.

II.6 Étapes de résolution du problème

Les principales étapes utilisées dans notre simulation sont les suivantes :

1. Détermination du domaine de calcul (construction de la géométrie).
2. Discrétisation du domaine de calcul (maillage).
3. Identification des conditions aux limites.

4. Choix du modèle mathématique.
5. Choix de l'algorithme de solution.
6. Solution du modèle mathématique.
7. Visualisation et interprétation des résultats.

II.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les hypothèses considérées dans notre travail. Nous avons ainsi, défini les méthodes numériques d'une part, et la présentation du code de calcul d'autre part.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter les dernières étapes de notre processus CFD, à savoir le calcul numérique de la solution et la visualisation des résultats et la validation.

Chapitre III : Approche numérique

III.1 Introduction

Dans cette étude on s'intéresse à faire une comparaison entre deux modèles de capteurs solaires. Les géométries spatiales considérées sont illustrées sur les figures (Fig.III.1et Fig.III.2). Il s'agit d'une conduite d'air d'un capteur solaire avec des chicanes simples dans un premier cas et des chicanes à micro-canaux dans un deuxième cas.

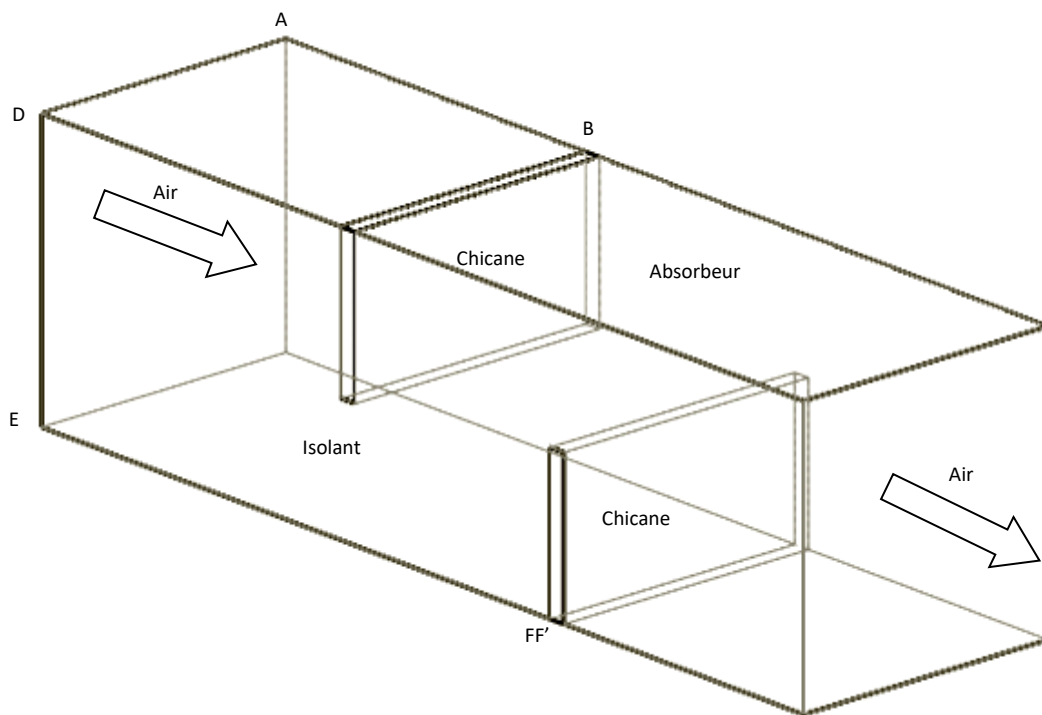


Fig. III.1 La géométrie du capteur solaire avec chicanes simples

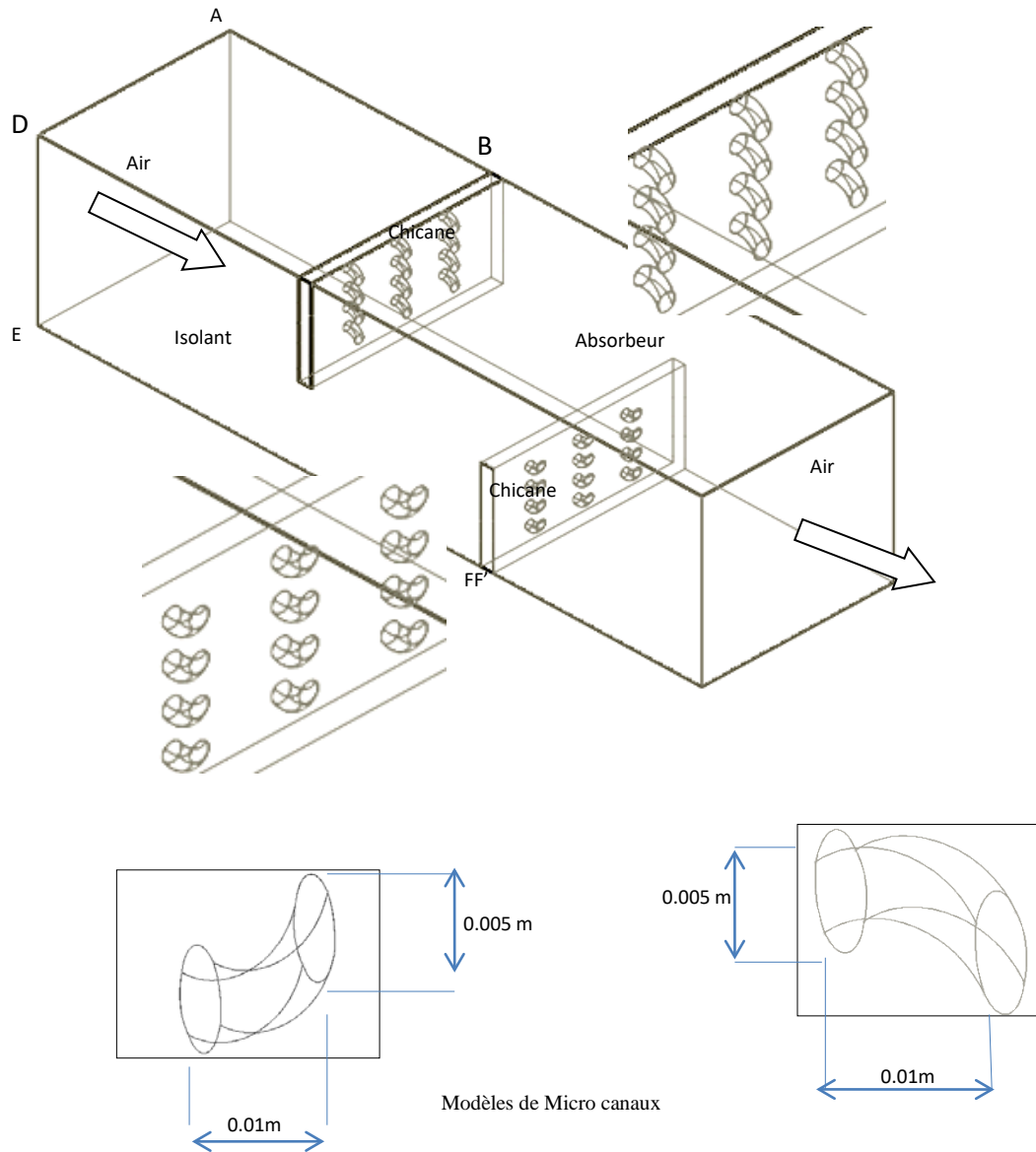


Fig. III.2 Géométrie du capteur solaire avec chicanes à micro-canaux

III.2 Formulation mathématique du problème

L'écoulement est régi par trois équations [84,85] : l'équation de conservation de la masse, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de conservation de l'énergie.

On considère les équations tensorielles de Navier-Stokes et d'énergie pour un écoulement turbulent incompressible et la prise en compte des propriétés constantes de l'air et de

l'approximation de Boussinesq, concept de viscosité turbulente afin de fermer le système d'équations à résoudre.

-Équation de continuité

Elle est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (\text{III.1})$$

$u = \bar{u} + u'$, \bar{u} la vitesse moyenne et u' la vitesse de fluctuation

$p = \bar{p} + p'$, \bar{p} la pression moyenne p' la pression de fluctuation

-Équations de la quantité de mouvement

Elles sont données par :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (\text{III.2})$$

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (\text{III.3})$$

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{III.4})$$

où

$i=j \delta_{ij} = 1$ and $i \neq j \delta_{ij} = 0$

-Équation de l'énergie

Elle est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{p_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (\text{III.5})$$

III.3 Modèle de turbulence

Le modèle k-ε implique deux équations, de transport énergie cinétique turbulente et de dissipation turbulente. Elles sont

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (\text{III.6})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G_k - C_2 \rho \varepsilon) \quad (\text{III.7})$$

où

$$G_k = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{III.8})$$

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.9})$$

Et les constantes empiriques sont : $C_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_T = 0.9$

III.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites pour des propriétés de l'air constantes

- A l'entrée du Channel: $u_{in} = 2.2 \text{ m/s}$, $v = 0$, $k = 0.005u^2$, $\varepsilon = 0.1k^2$, $T_e = 300 \text{ K}$,
- Aux frontières: $u = v = 0$,
- La température de l'absorbeur $T_{abs} = 420 \text{ K}$, la condition Adiabatique pour l'isolant

à la sortie est :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0 \quad (\text{III.10})$$

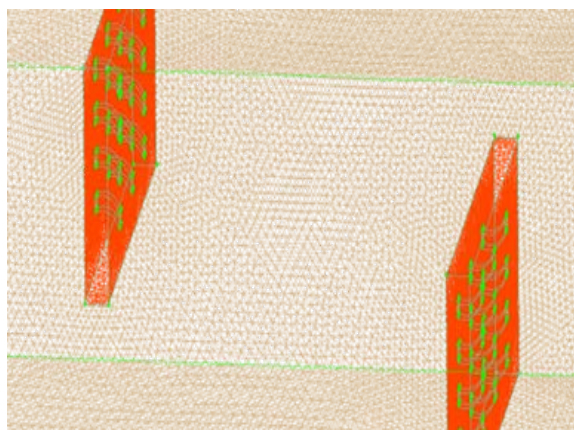
et

$$p_{out} = p_{atm}$$

La génération du maillage des modèles étudiés est illustrée dans les Fig. 3.a et Fig. 3.b, avec l'utilisation du logiciel TGrid et des mailles tétraédriques non structurées.



a)



b)

Fig. III.3 Maillage des géométries étudiées

a) capteur solaire avec chicanes simples

b) capteur solaire avec chicanes perforées

Le modèle de turbulence choisi c'est le modèle k-Epsilon standard (Fig. III.4).

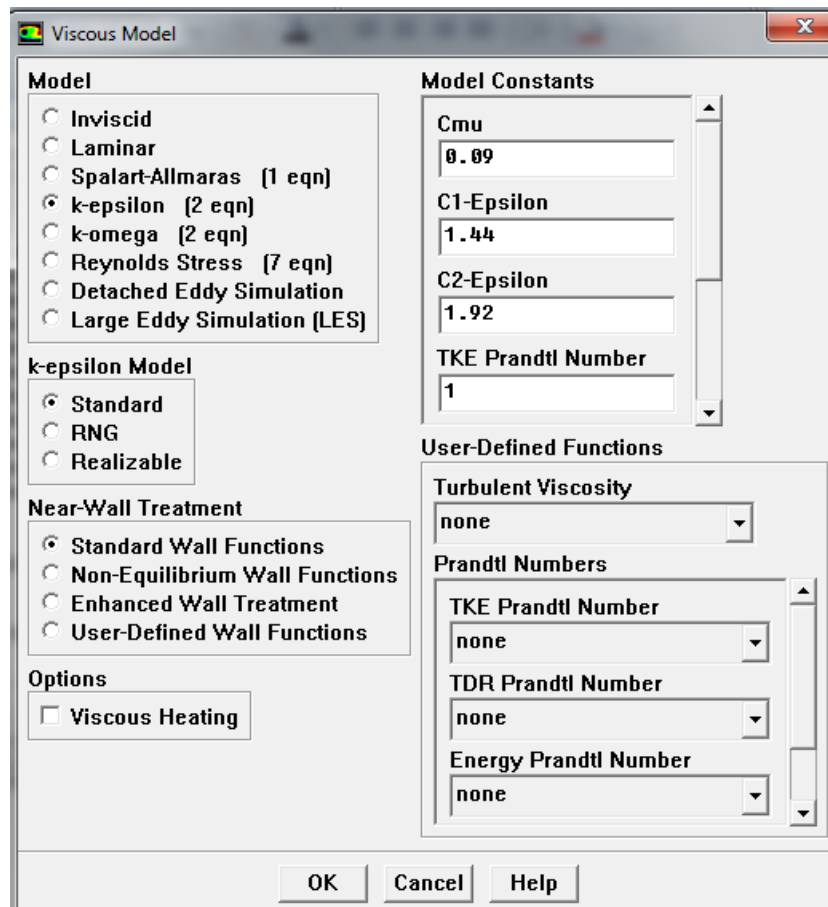


Fig. III.4 Choix du modèle de turbulence k-Epsilon

Les propriétés hydrodynamiques et thermiques de l'air (Fluide caloporteur) sont constantes (Fig. III.5).

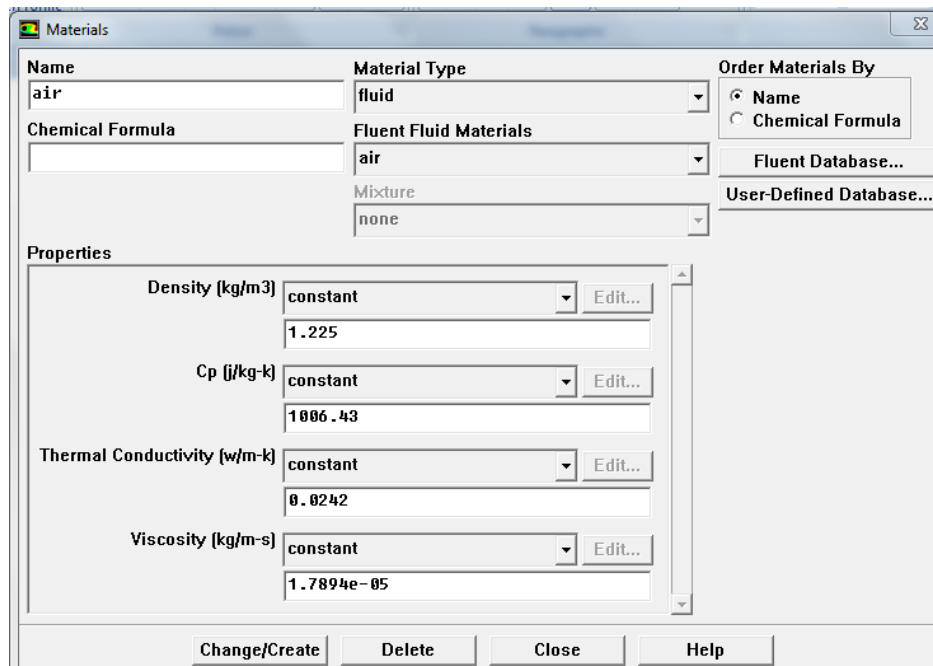


Fig. III.5 Propriétés hydrodynamiques et thermiques de l'air

On considère que l'écoulement est tridimensionnel et stationnaire (Voire figure III.6)

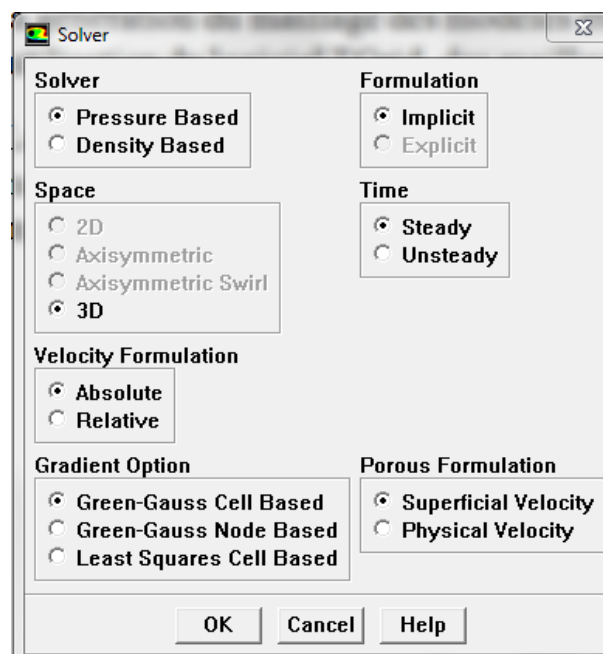


Fig. III.6 Choix du solveur

Le couplage pression-vitesse est mis en œuvre à l'aide de l'algorithme SIMPLE, les équations de quantité de mouvement et d'énergie sont résolues à l'aide du schéma UPWIND de second

ordre. Le schéma numérique choisi est de type « Upwind » 2^{ème} ordre [81] comme il est indiqué par la figure III.7

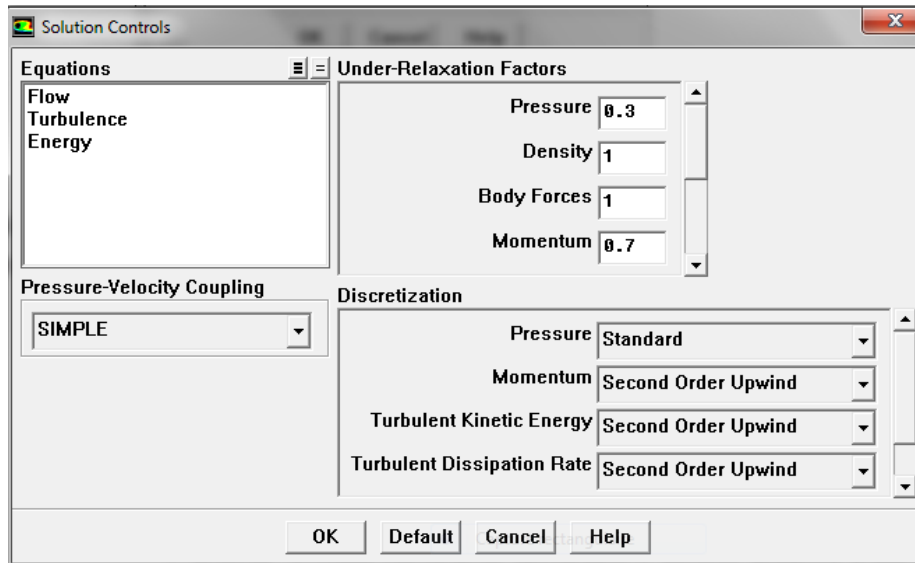


Fig. III.7 Choix du schéma numérique

Les critères de convergence sont de 10^{-4} pour l'équation de continuité et l'équation de la conservation de la quantité de mouvement. Pour l'équation d'énergie les critères de convergence sont de 10^{-6} (Fig. III.8).

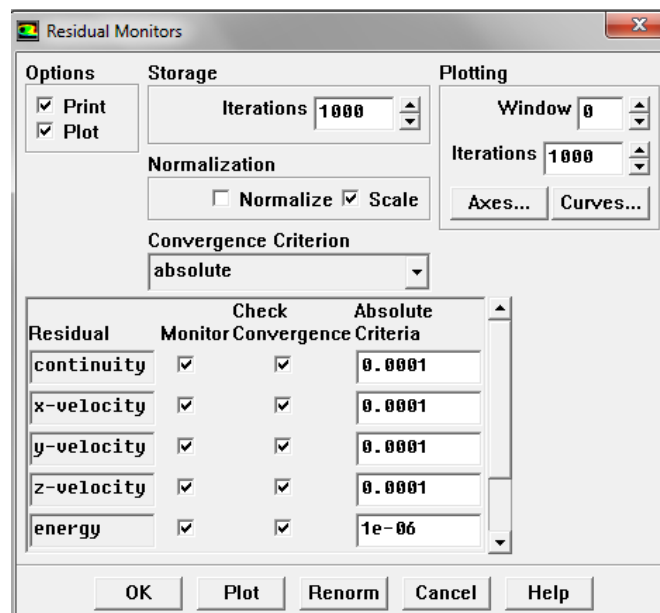
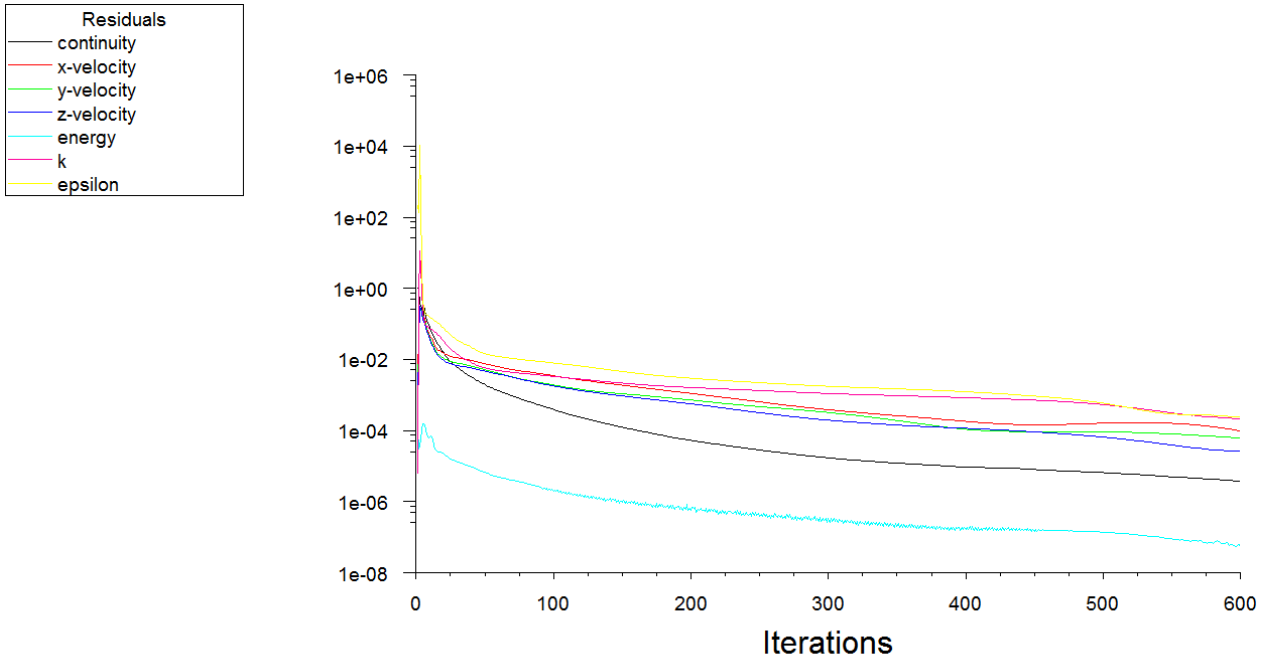


Fig. III.8 critères de convergence de la solution

Pour le capteur solaire à chicanes simples la convergence à été atteint après 600 itérations alors que pour le capteur à chicanes perforées la convergence à été atteint après 2146 itérations (Fig. III.9 et Fig. III.10).



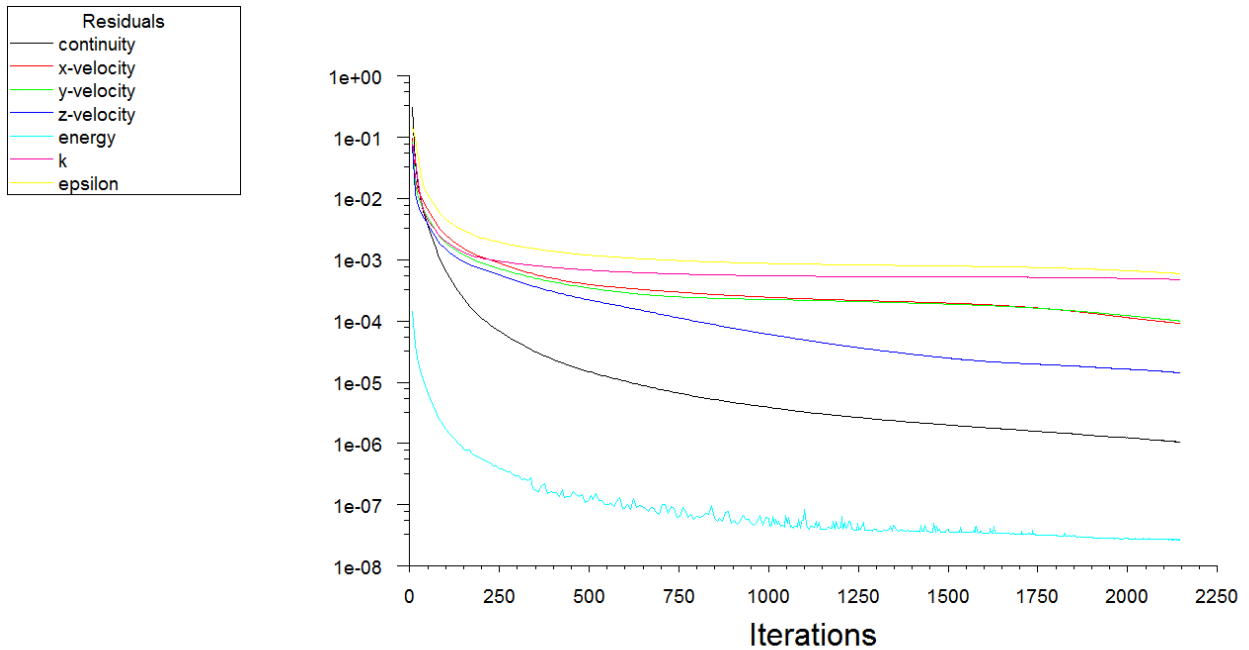
```

Done.
Reading "E:\IRAN PUB\MEMOIRE-MUSTAPHA\2.2 verifie geometry A.dat"...
Done.

  iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity      energy          k    epsilon    time/iter
!  599 solution is converged
  599 3.7337e-06 9.9489e-05 6.1800e-05 2.5934e-05 6.2076e-08 2.1382e-04 2.3690e-04 0:00:00    1

reversed flow in 1098 faces on pressure-outlet 9.
!  600 solution is converged
  600 3.8078e-06 9.7187e-05 6.1404e-05 2.6126e-05 5.4816e-08 2.1533e-04 2.3699e-04 0:00:00    0
    
```

Fig.III.9 Résidus pour le cas du capteur avec chicanes simples



```

iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy k epsilon time/iter
! 2146 solution is converged
2146 1.0479e-06 9.1170e-05 9.9975e-05 1.4189e-05 2.7109e-08 4.7554e-04 5.9274e-04 0:00:00 1

reversed flow in 997 faces on pressure-outlet 9.
! 2147 solution is converged
2147 1.0475e-06 9.1032e-05 9.9832e-05 1.4180e-05 2.6908e-08 4.7539e-04 5.9226e-04 0:00:00 0
    
```

Fig.III.10 Résidus pour le cas du capteur avec chicanes perforées

Chapitre IV

Résultats et Interprétation

IV Résultats et Interprétations

Notre étude porte sur l'orientation du flux par les perforations de micro-canaux (Fig. IV.I) dans les chicanes du capteur solaire plan à air. L'objectif de l'étude consiste en une étude numérique tridimensionnelle du comportement hydrodynamique et thermique de deux modèles de capteurs solaires équipés de chicanes simples dans un premier cas et de chicanes perforées avec des micros canaux dans un deuxième cas.

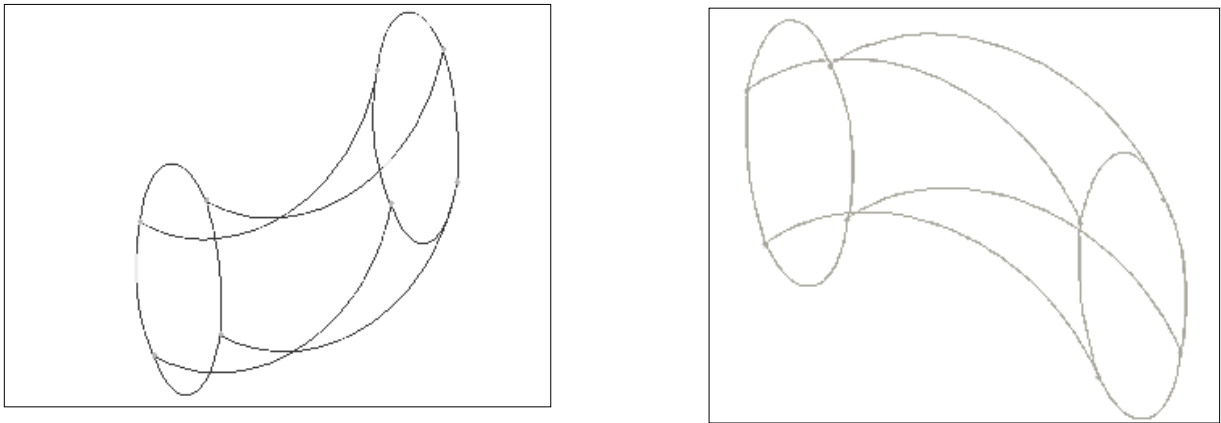


Fig.IV.1 Modèle tridimensionnel de micro-canaux

IV.1 Le choix du modèle dans notre étude

La figure IV.2 illustre la comparaison de la température à la sortie du capteur solaire pour trois diamètres différents $d=1\text{mm}$, $d=3\text{mm}$ et $d=5\text{mm}$. Nous observant que pour la configuration où le diamètre des perforations est de $d=5\text{ mm}$ la température est la plus importante. L'augmentation de diamètres diminuent les pertes de charges, augmentent les pressions et donc l'échange de chaleur.

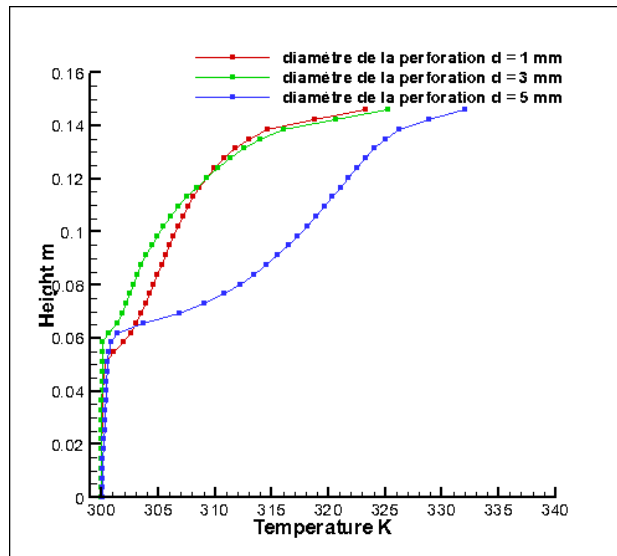


Fig. IV.2 Evolution de la température pour différents diamètres

La figure IV.3 montre l'évolution de la température pour les trois modèles qui se différencie le modèle d'obstacle et l'orientation des micro-canaux. Les résultats de l'évolution de la température de la troisième configuration sont nettement supérieurs par rapport aux deux autres configurations.

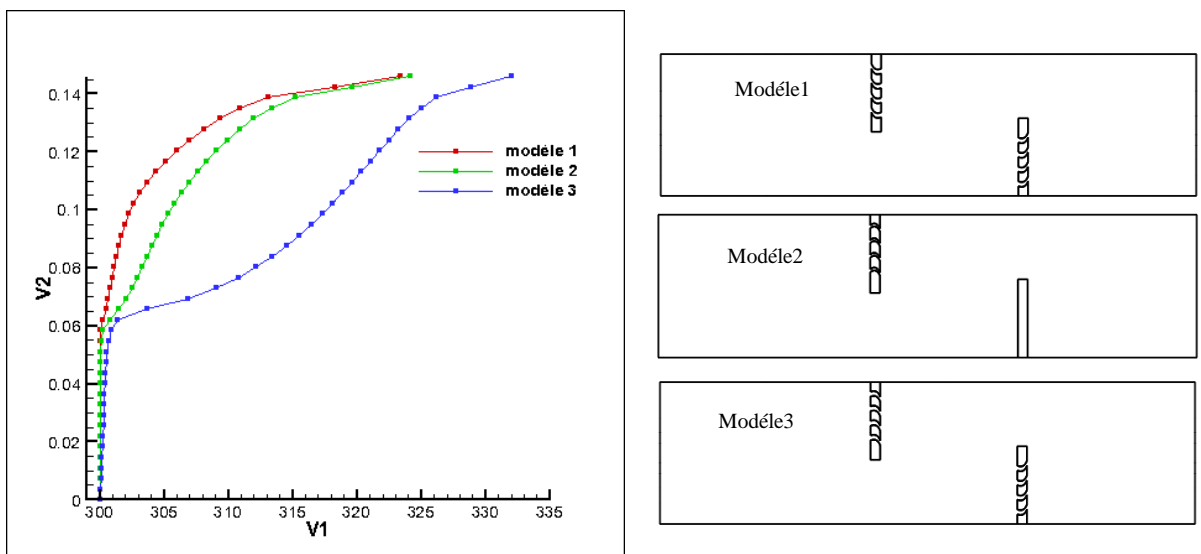


Fig. VI.3 Evolution de la température pour différentes configurations

Du fait de ses deux comparaisons citées précédemment nous avons développé notre simulation numérique pour le troisième modèle avec un diamètre de micro-canaux $d=5\text{ mm}$

VI.2 Validation des Résultats

Les résultats de la simulation numérique de l'écoulement turbulent dans la conduite des deux modèles de capteur solaire sont obtenus en utilisant le logiciel Fluent 6.3. Les résultats ont été validés par Demartini [86] pour le capteur solaire avec les chicanes de forme rectangulaires simples. Une concordance entre notre étude et le travail de Demartini pour la vitesse axiale pour la position $x=0.525\text{m}$ suivant le plan $z=0.04\text{m}$ (Fig. IV. 4).

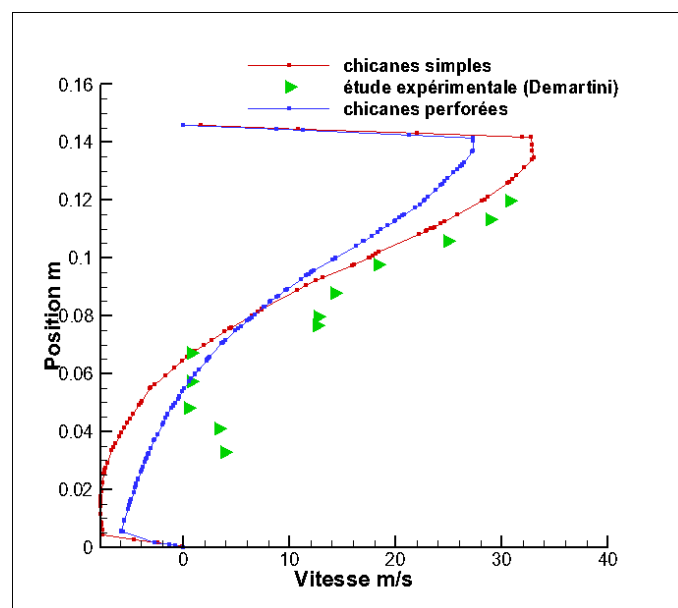


Fig. IV.4 Vitesse axiale pour la position $x=0.525\text{ m}$ pour le plan $z=0.04\text{ m}$

IV.3 Maillage

Figure IV. 5 illustre la vitesse axiale à la section $x = 0.525\text{m}$ et la position du plan $z = 0.08\text{m}$ pour différentes grilles de maillages. On observe la variation du maillage et son influence sur la vitesse axiale. Le capteur solaire avec les chicanes simples est montré dans Fig. IV. 5.a et avec les chicanes à micro-canaux dans Fig. IV. 5.b.

Pour les deux modèles de capteurs solaires, la variation du maillage n'a pas d'influence sur les résultats.

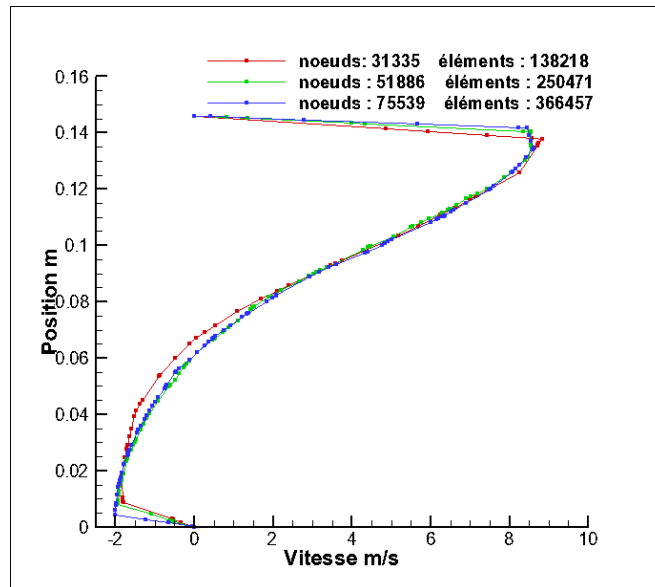


Fig. IV.5.a Comparaison de la vitesse pour différents maillages pour le calcul de la vitesse axiale a la position $x=0.525m$ à $z=0.08 m$ (Chicanes simples)

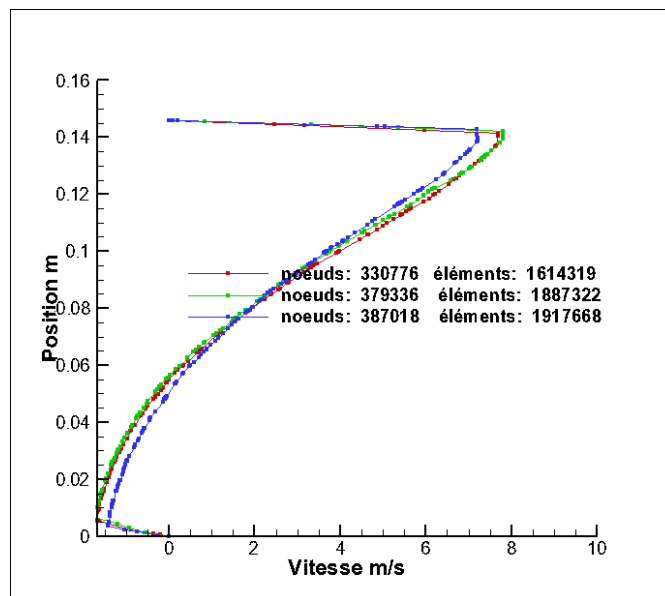


Fig. IV.5.b Comparaison de la vitesse pour différents maillages pour le calcul de la vitesse axiale a la position $x=0.525m$ à $z=0.08 m$ (Chicanes à micro-canaux)

IV.4 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour différentes vitesses d'entrées d'air

Dans les figures suivantes on observe le contour du coefficient de pression pour les différents plans $z = 0.04\text{m}$, $z = 0.08\text{m}$ et $z = 0.12\text{m}$ pour les deux configurations de capteurs solaires.

La figure IV.6, illustre les contours du coefficient de pression et de la vitesse axiale pour les deux modèles de capteur solaire pour la vitesse $v=2.2\text{ m/s}$.

La figure IV.7, illustre les contours du coefficient de pression et de la vitesse axiale pour les deux modèles de capteur solaire pour la vitesse $v=3.6\text{ m/s}$.

La figure IV.8, illustre les contours du coefficient de pression et de la vitesse axiale pour les deux modèles de capteur solaire pour la vitesse $v=4.2\text{m/s}$.

La figure IV.9, illustre les contours du coefficient de pression et de la vitesse axiale pour les deux modèles de capteur solaire pour la vitesse $v=4.6\text{m/s}$.

La figure IV.10, illustre les contours du coefficient de pression et de la vitesse axiale pour les deux modèles de capteur solaire pour la vitesse $v=5.2\text{m/s}$.

La figure IV.11, illustre les contours du coefficient de pression et de la vitesse axiale pour les deux modèles de capteur solaire pour la vitesse $v=7.8\text{m/s}$.

La présence des micro-canaux dans les chicanes a permis une bonne orientation et distribution du fluide. Le fluide bloqué en amont est libéré par ses perforations donc minimisation des zones mortes. La distribution de champ de vitesse est plus importante.

Les micro canaux laisse apparaitre plusieurs écoulements secondaires et la perturbation de l'écoulement principale pouvant conduire à une amélioration des échanges thermiques.

La valeur du coefficient de pression est plus élevée à l'amont des chicanes. Pour la deuxième configuration (chicanes à micro-canaux), le coefficient de pression est plus élevé en aval de la première chicanes perforées et en aval de la deuxième chicane perforée à comparé au capteur solaire de la première configuration. Augmentation de la pression pour la deuxième configuration en raison des écoulements secondaires.

L'augmentation de la vitesse d'entrée d'air dans la conduite du capteur solaire conduit à l'augmentation du coefficient de pression et de la vitesse de l'écoulement pour les deux modèles du capteur.

Les tourbillons en aval des chicanes à micro canaux et des chicanes simples dépendent des vitesses d'entrée d'air.

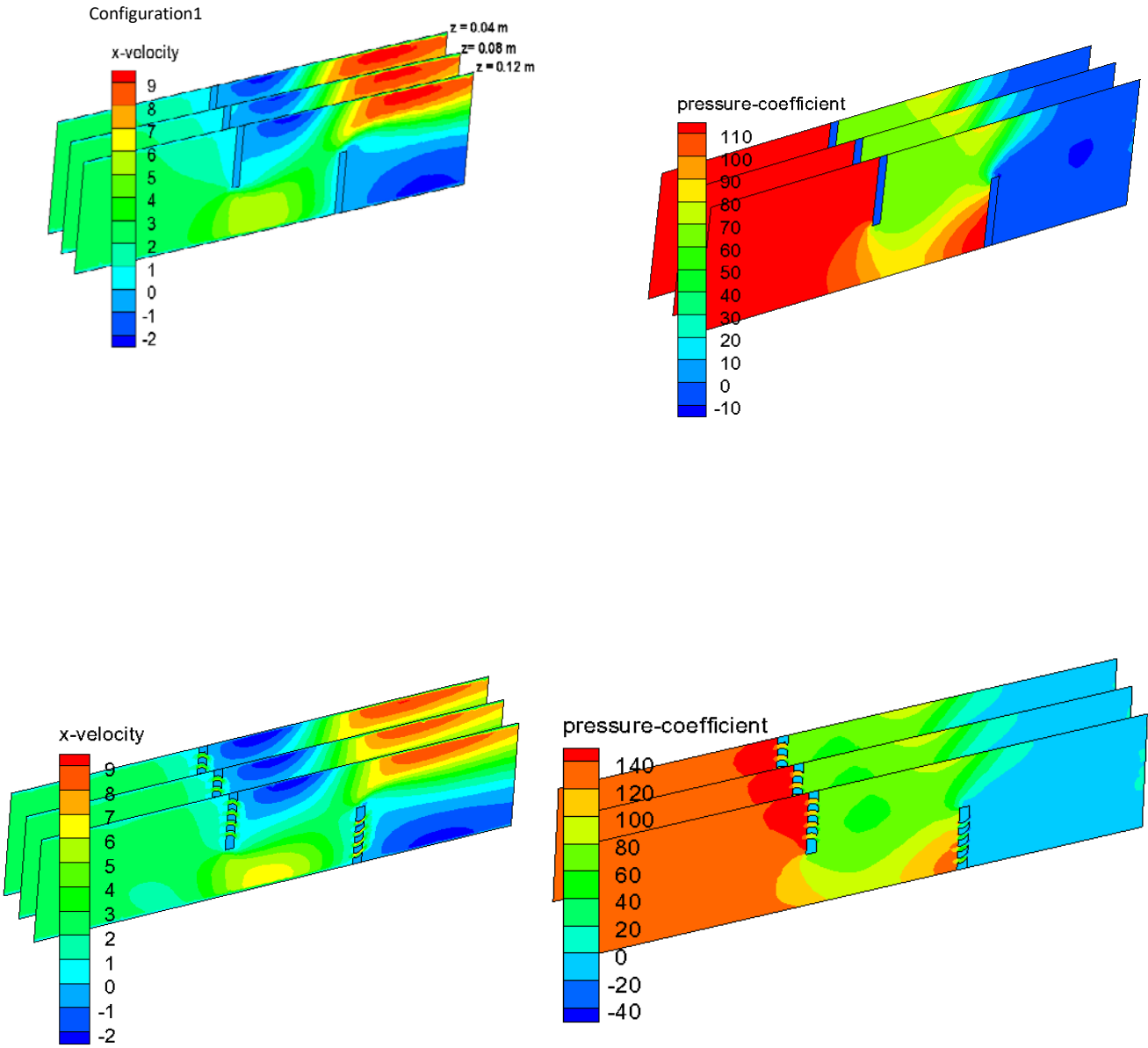


Fig IV.6 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=2.2m/s$

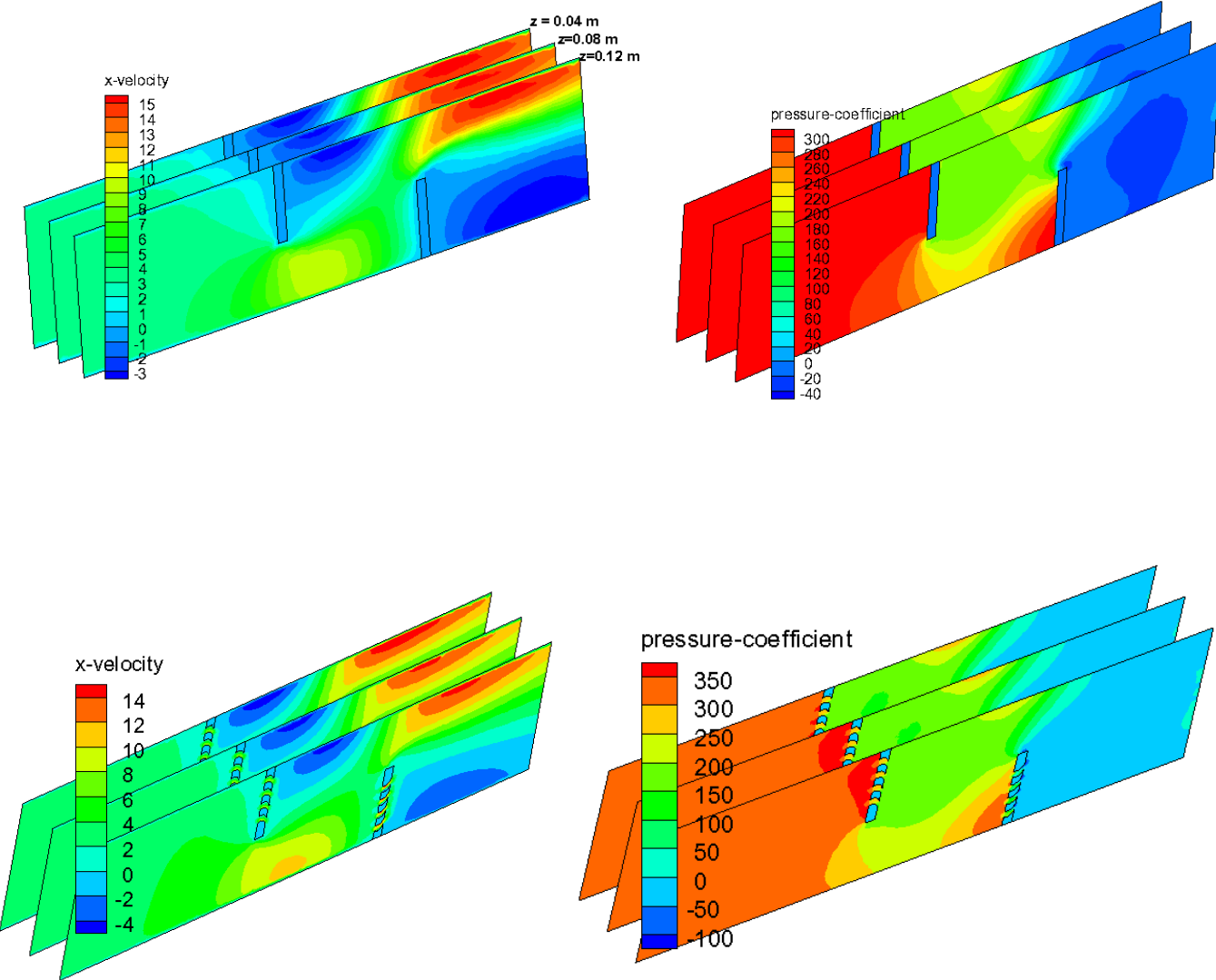


Fig. IV.7 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=3.6\text{ m/s}$

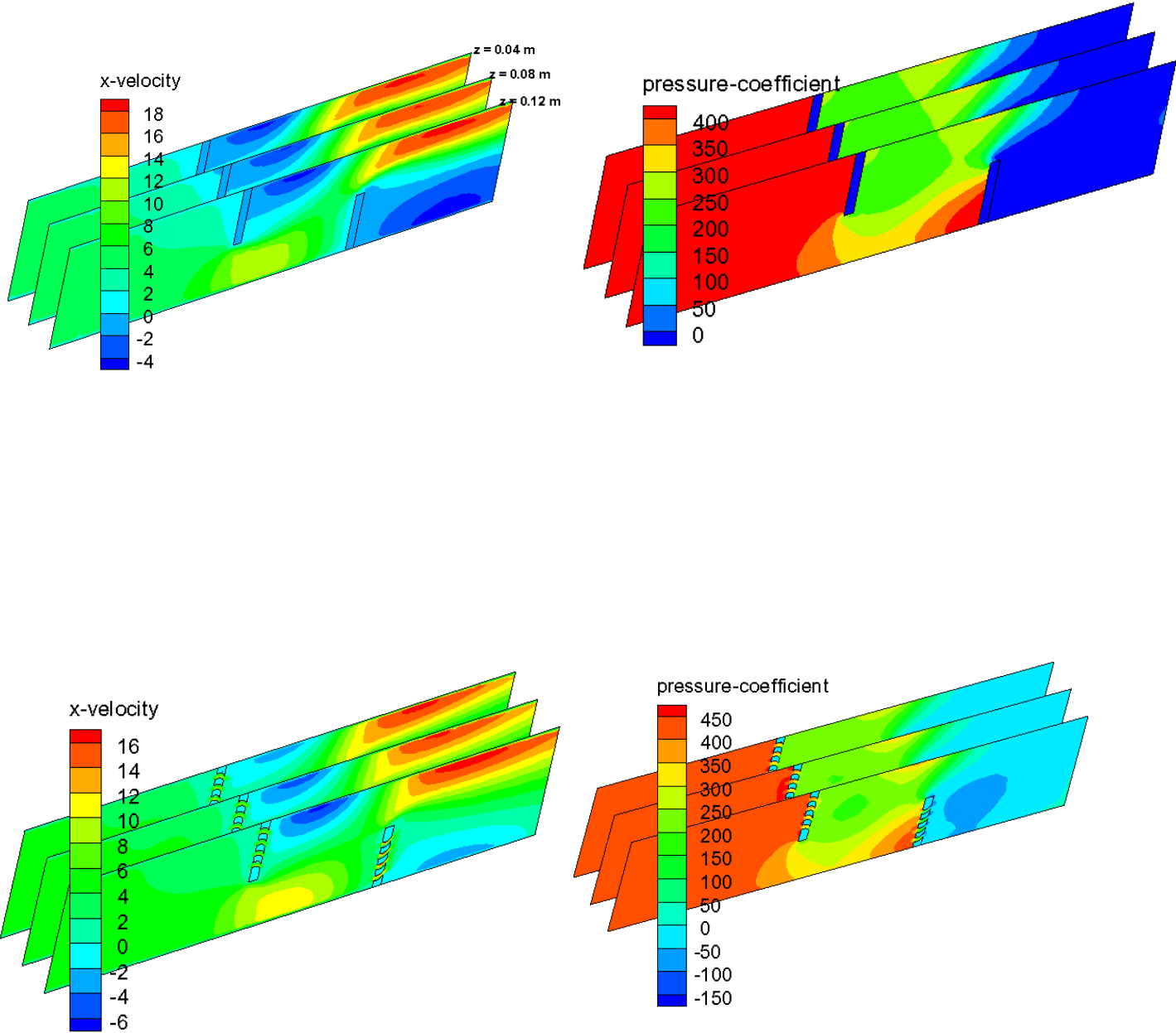


Fig. IV.8 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=4.2\text{ m/s}$

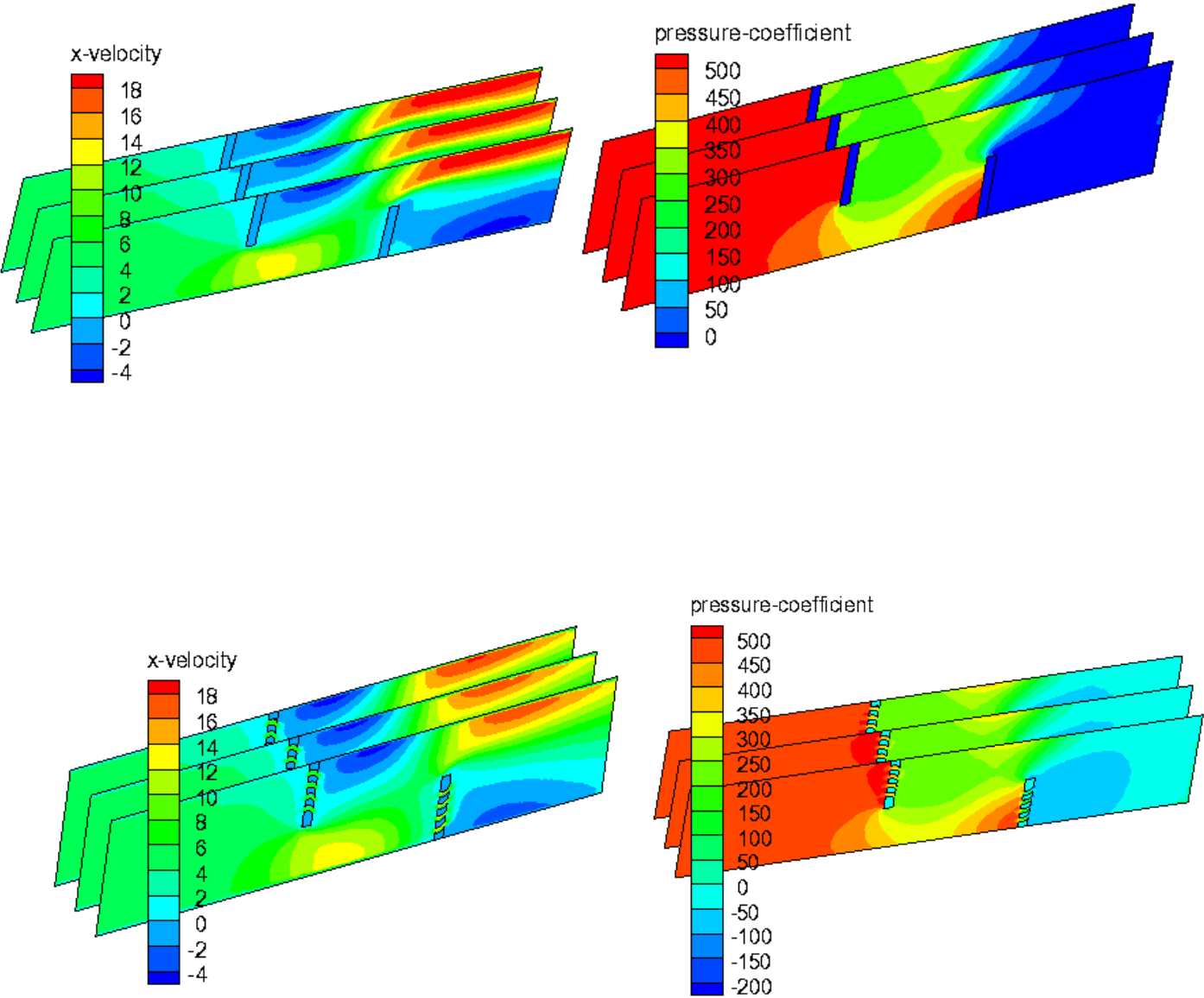


Fig. IV.9 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=4.6 \text{ m/s}$

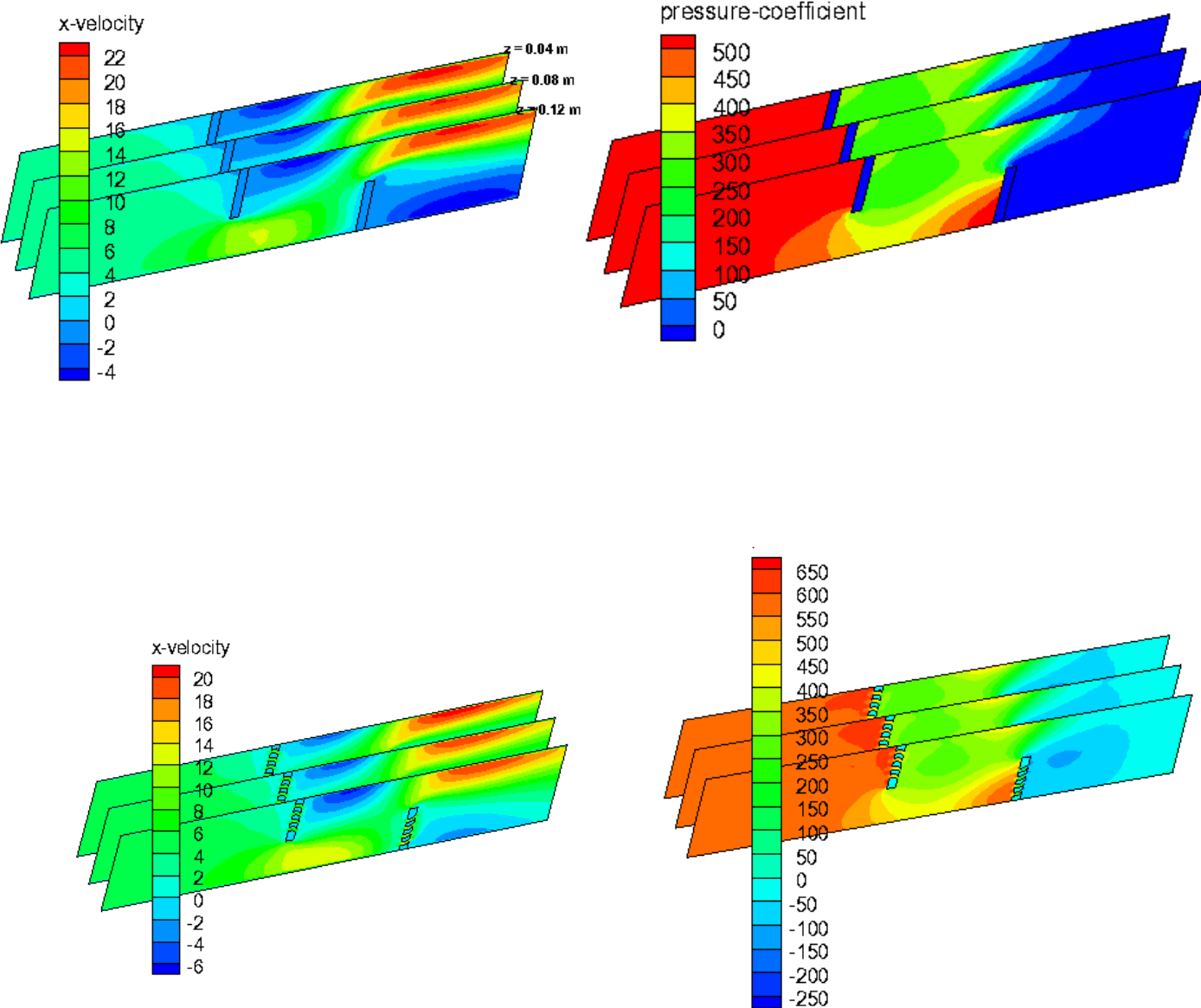


Fig. IV.10 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=5.2\text{ m/s}$

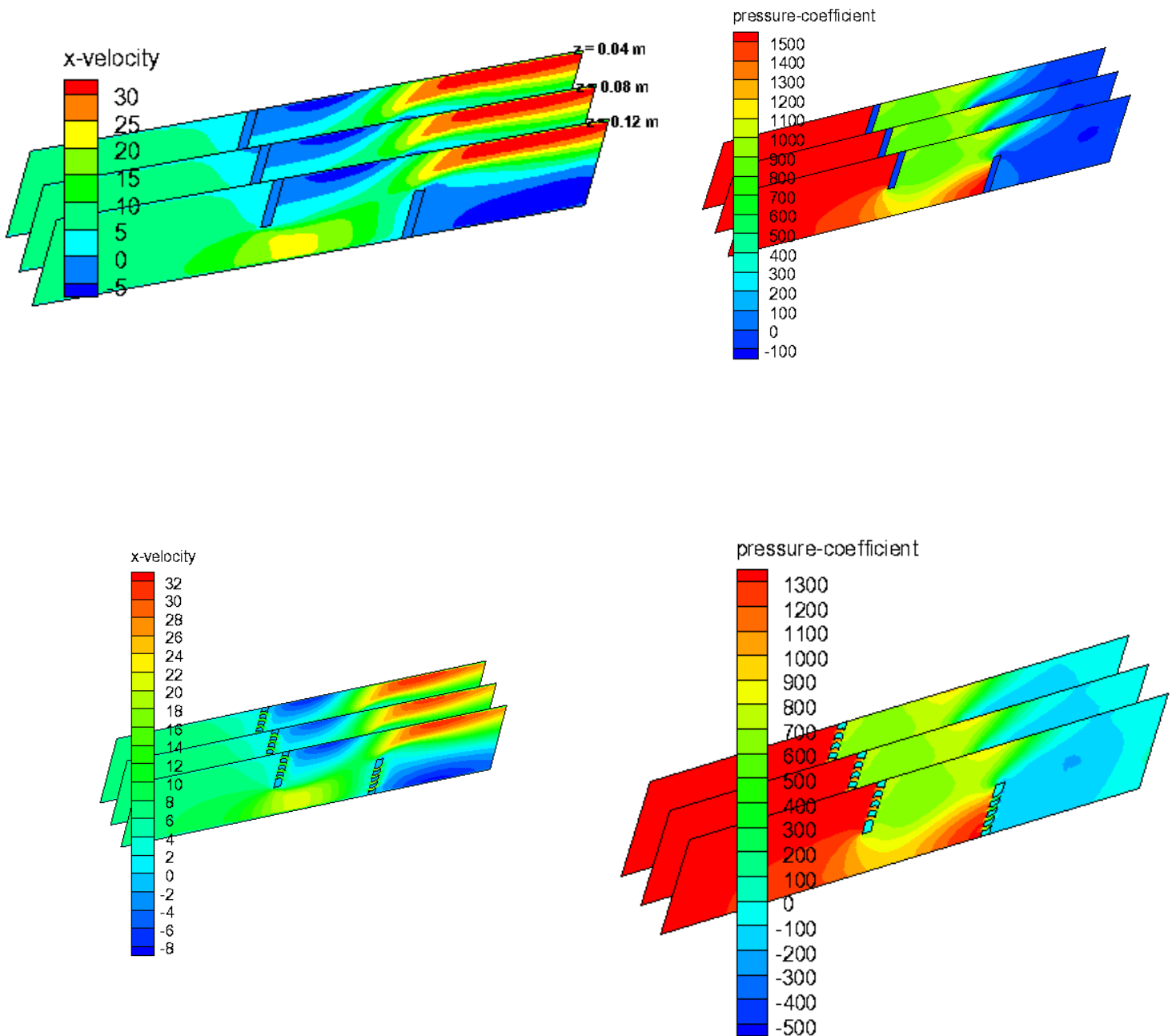


Fig. IV.11 Contours de la vitesse axiale et du coefficient de pression pour la vitesse d'entrée d'air $v=7.8\text{ m/s}$

VI.5 Les profils de la vitesse axiale à la sortie pour les deux modèles du capteur

Les profils de Fig. IV.12 montrent l'évolution de la vitesse pour le plan $z=0.04\text{ m}$ à différentes positions des sections : $x=0.2\text{m}$, $x=0.35\text{m}$, $x=0.45\text{m}$, $x=0.554\text{m}$. La présence des

chicanes perforées provoque le ralentissement de l'écoulement de l'air et un élargissement du champ des vitesses à l'intérieure de la conduite du capteur solaire.

Le ralentissement de l'écoulement est observé à partir de la position $x=0.35\text{m}$ jusqu'à la sortie à $x=0.554\text{m}$.

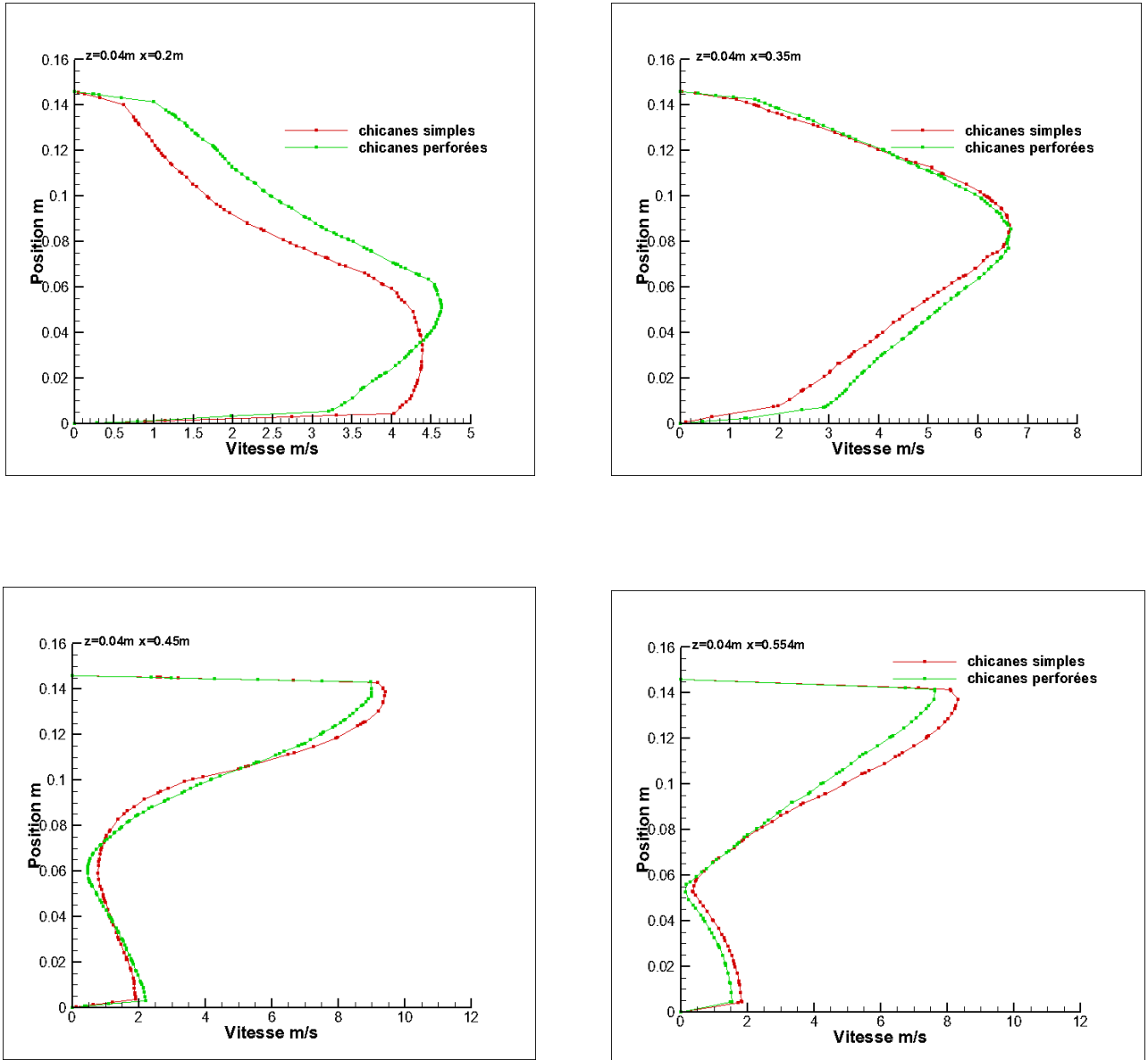


Fig. IV.12 Profils de la vitesse axiale pour le plan $z=0.04\text{m}$ à différentes sections pour la vitesse d'entrée d'air $v=2.2\text{ m/s}$

IV.6 Evolution de la grandeur de la vitesse pour le capteur à chicanes perforées pour différentes vitesses d'entrées

La figure IV.13 montre l'évolution de la grandeur de la vitesse par rapport à la vitesse d'entrée d'air dans la conduite du capteur.

Les zones de recirculations sont moins importantes pour le cas de la vitesse d'entrée $v=2.2\text{m/s}$ avec un séjour de l'air plus lent dans la conduite du capteur. Le débit orienté vers l'absorbeur est le plus important par rapport aux autres cas de vitesse d'entrée.

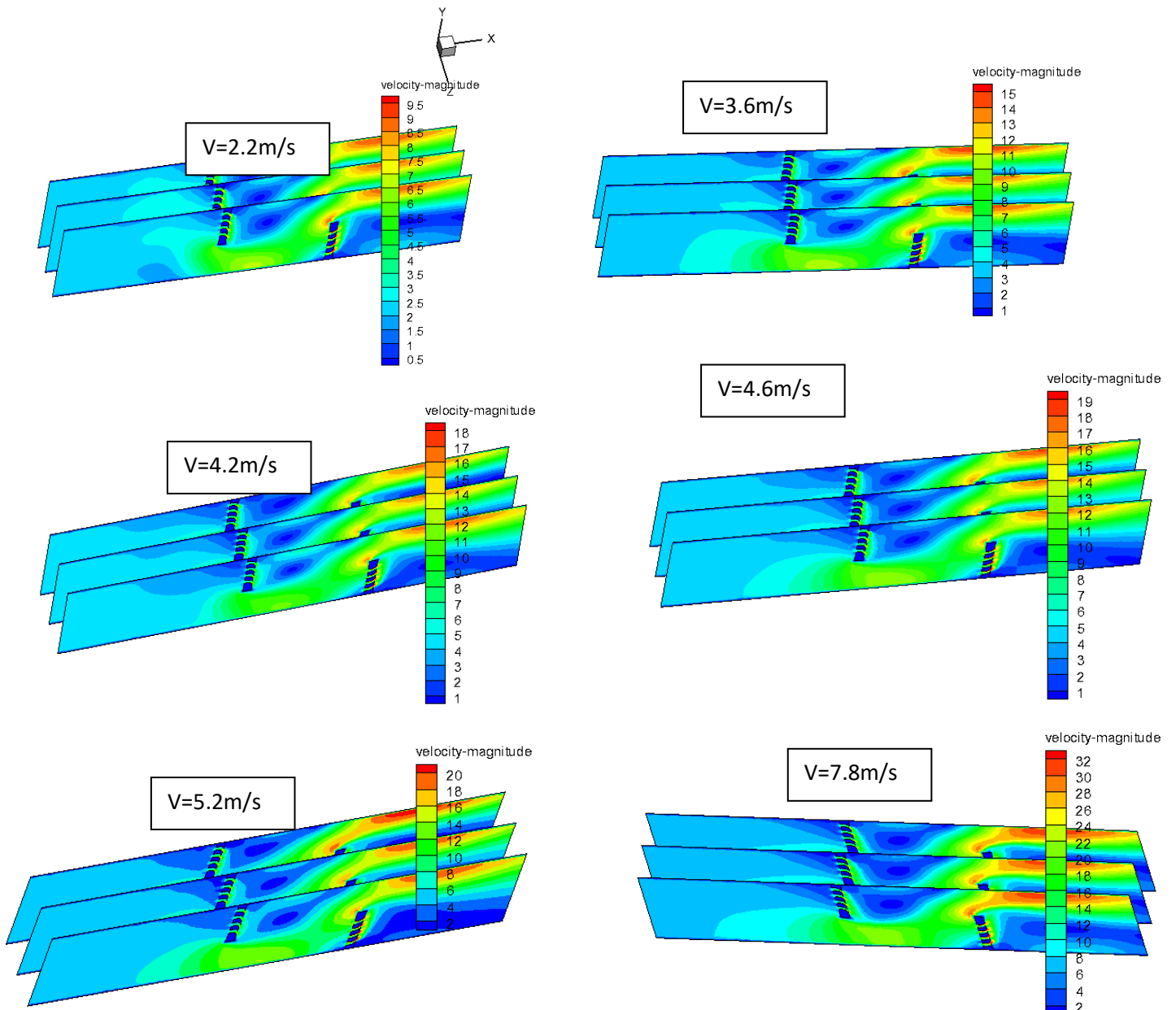


Fig IV.13 Contours de la vitesse pour différentes vitesses entrées d'air dans la conduite du capteur solaire à chicanes perforées (à micro-canaux)

La figure IV.14 illustre l'évolution de la vitesse à la sortie de l'air dans la conduite du capteur solaire à chicanes perforées pour différentes vitesses d'entrées.

On remarque que le débit d'air à la sortie est fonction de sa vitesse à l'entrée. Le débit le plus important est celui correspondant à la vitesse d'entrée d'air dans la conduite du capteur $v=7.8\text{m/s}$. Le débit est proportionnel à la vitesse.

La répartition du débit qui correspond à la vitesse 2.2 m/s est moins brusque en comparant avec les autres débits de la figure. On observe aussi pour ce cas une très petite apparition de vitesses négatives (zones de recirculations).

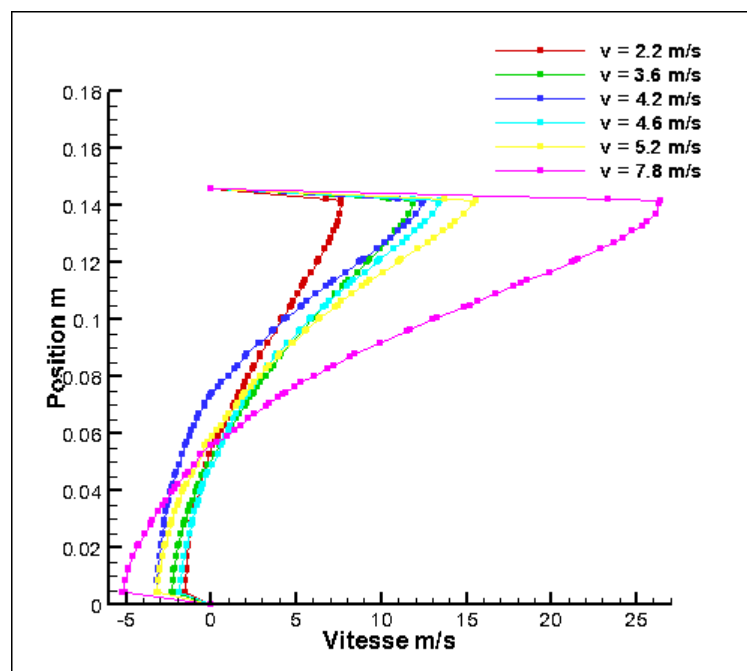


Fig. IV.14 Profils de la vitesse pour différentes vitesses d'entrées d'air dans la conduite du capteur solaire à chicanes perforées pour le plan $z=0.04\text{m}$

IV.7 Evolution de l'énergie cinétique pour différentes vitesses d'entrées d'air

La figure IV.15, illustre l'évolution de l'énergie cinétique pour les différentes vitesses d'entrées d'air pour le cas du capteur solaire à chicanes perforées.

On observe une bonne distribution du développement du champ d'énergie cinétique pour la vitesse d'air de 2.2m/s par rapport aux vitesses des autres configurations.

Les perforations au niveau des chicanes et leur nombre a une influence importante sur l'évolution de l'énergie cinétique.

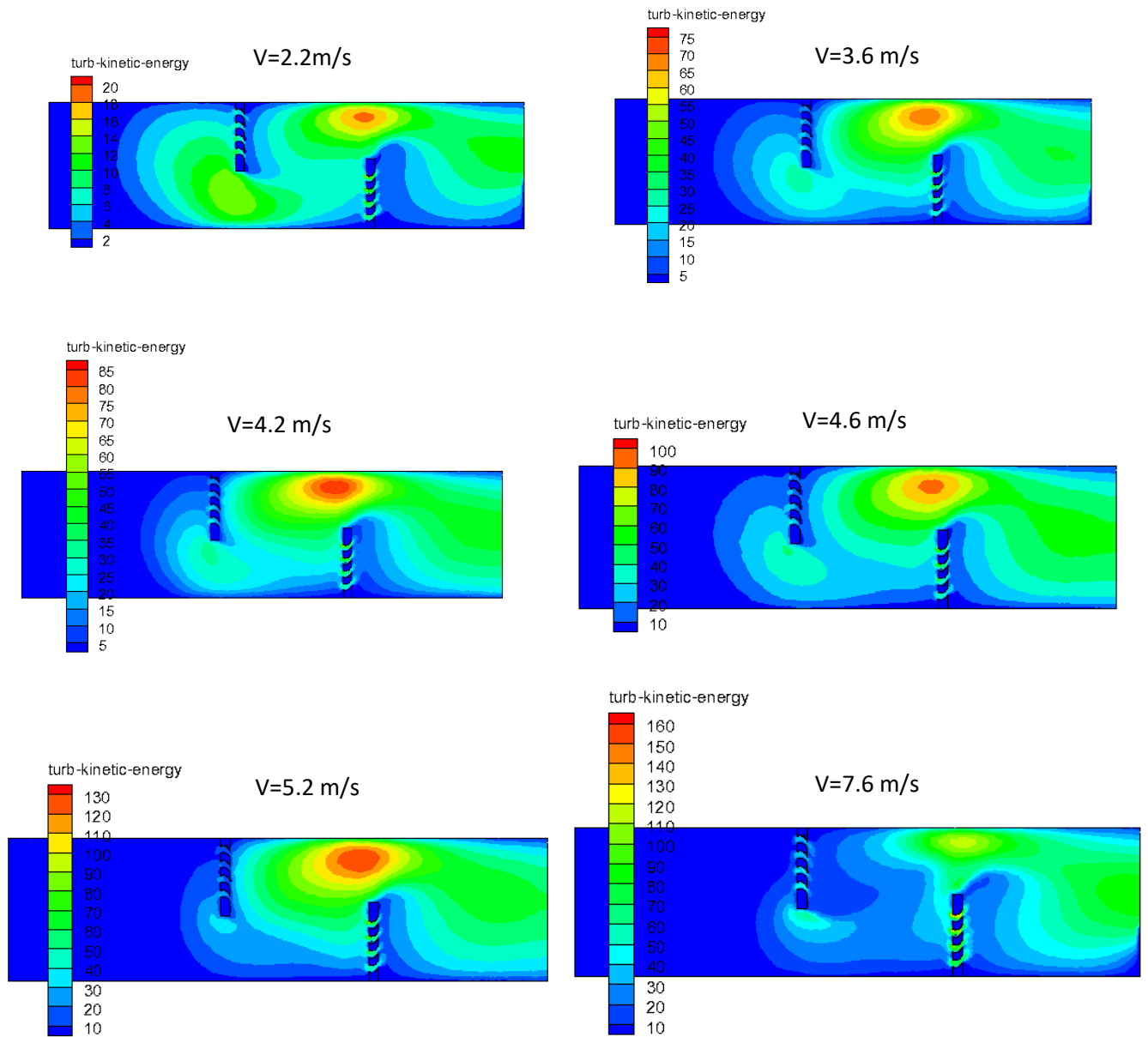


Fig. IV.15 Contours de l'énergie cinétique k pour différentes vitesses d'entrées d'air dans la conduite du capteur solaire muni de chicanes perforées

IV.8 Evolution du nombre local de Nusselt et coefficient de frottement

La figure IV.16 et IV.17 montrant l'évolution du nombre local de Nusselt et coefficient de frottement pour les deux modèles du capteur solaire à plusieurs positions ($z = 0.04\text{m}$, $z = 0.08\text{m}$, $z = 0.12\text{m}$). Le transfert thermique est plus significatif dans le deuxième modèle (chicanes perforées) et des augmentations avec des coefficients de frottement. Les barrettes perforées (micro-canaux) dans les chicanes ont une influence remarquable sur l'augmentation de l'échange thermique entre l'air et l'absorbeur.

L'augmentation du nombre de Nusselt est accompagnée par celle du coefficient de frottement pour le deuxième modèle (chicanes perforées avec micro canaux) par rapport au premier modèle.

La variation du nombre de Nusselt est proportionnelle à celle du coefficient de frottement.

L'évolution du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt est presque la même pour les trois plans $z=0.04\text{m}$, $z=0.08\text{m}$, $z=0.12\text{m}$.

Les valeurs du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt évoluent en fonction de l'écoulement à travers les chicanes simples et perforées avec des micro- canaux.

La présence des micro-canaux dans les chicanes et leur orientation augmentent la surface d'échange.

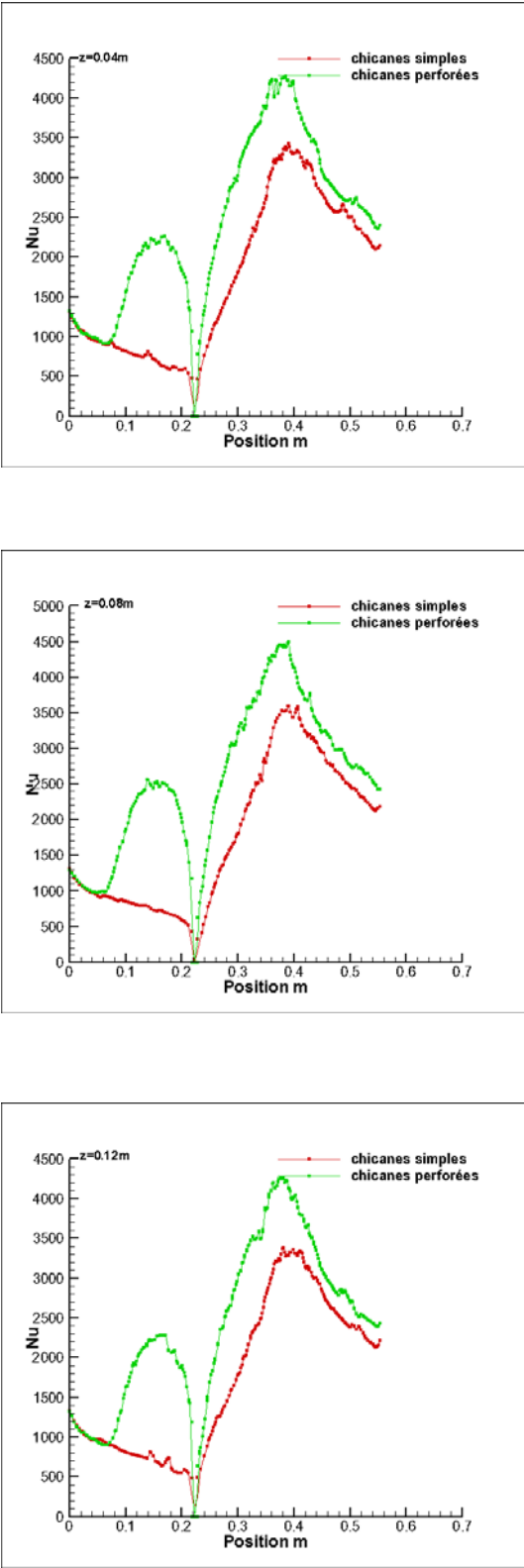


Fig. IV.16. Profils du nombre de Nusselt local

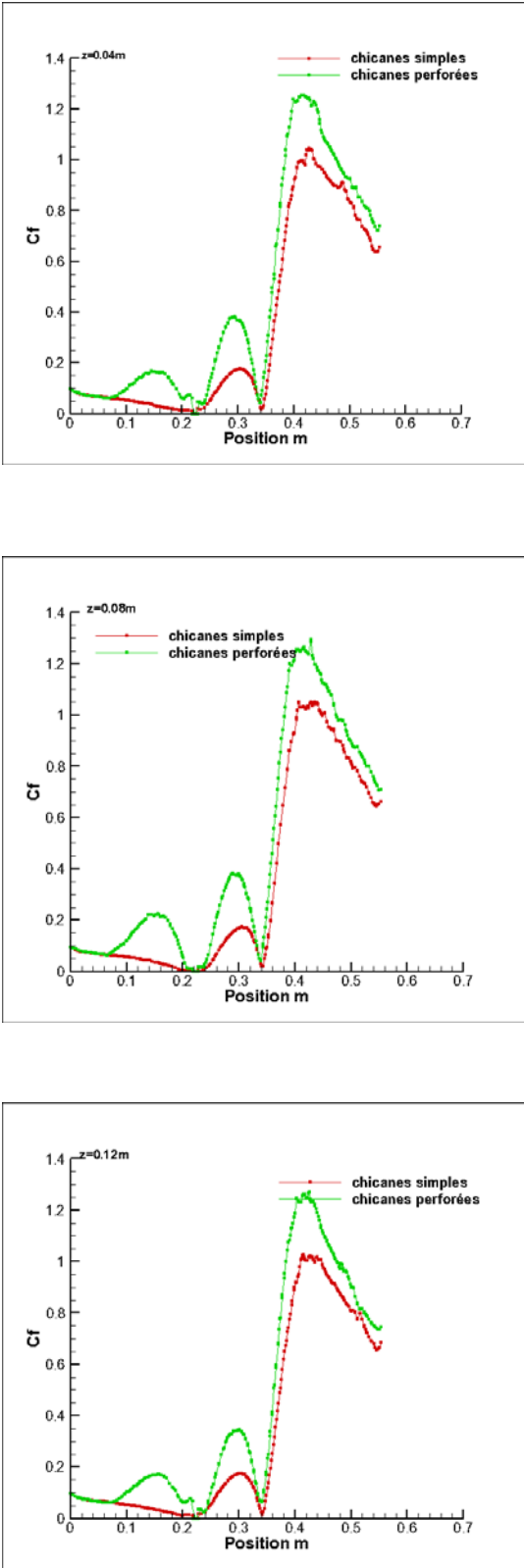


Fig. IV.17 Profils du coefficient de friction

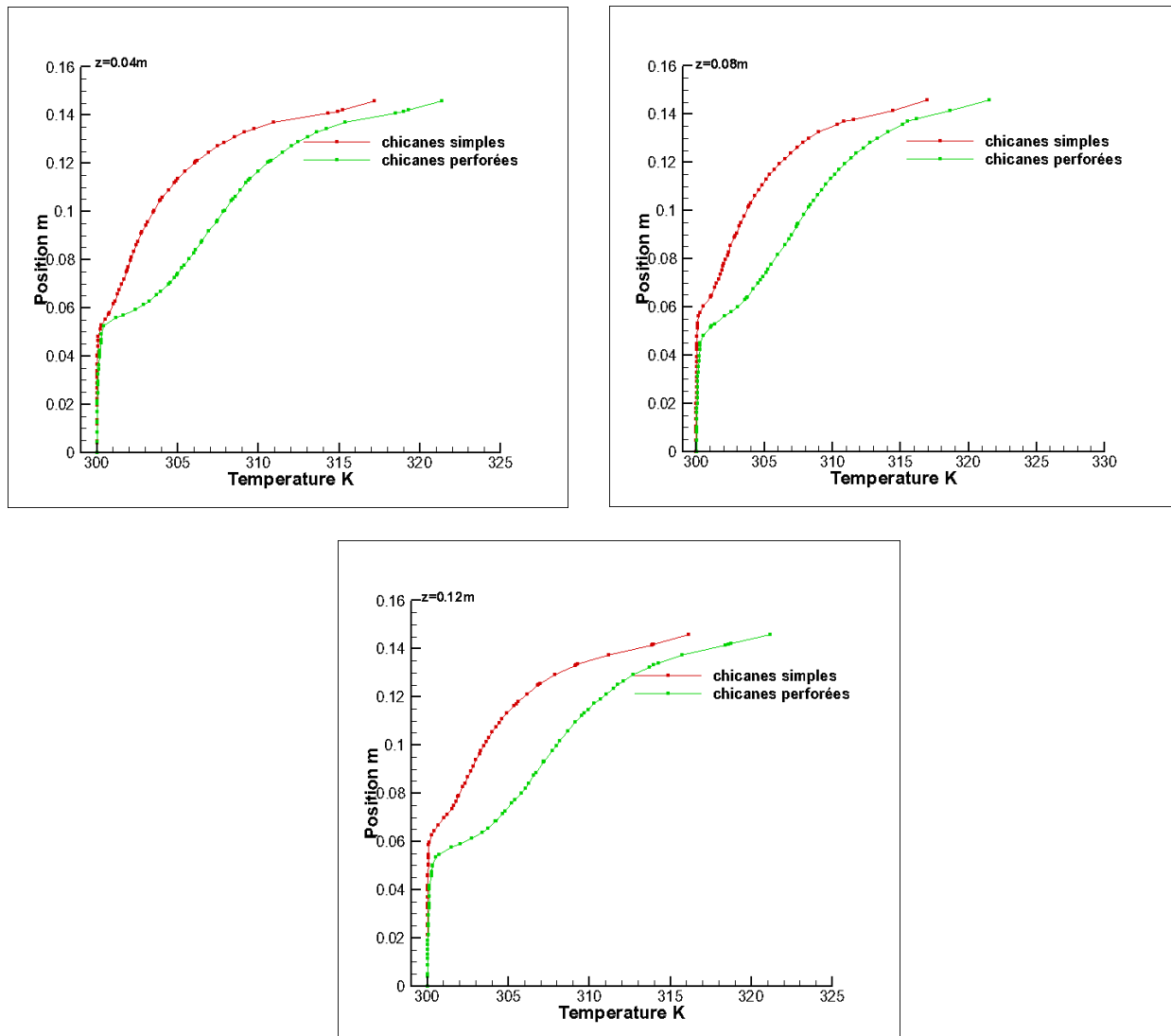
IV.9 Distribution de la température à la sortie pour les deux modèles du capteur solaire

La figure IV.18 illustre les résultats numériques de profils des températures des modèles de capteurs solaires à la position $x= 0.554\text{m}$ de la section de sortie.

Les valeurs des profils de température sont plus élevées pour le capteur solaire avec les chicane perforées.

Les micro-canaux dans les chicanes ont une influence remarquable sur l'augmentation du transfert thermique. La disposition de ses canaux au niveau des chicanes permis une amélioration du chauffage de l'air. L'augmentation de la température maximum de l'air pour les trois plans $z=0.04\text{m}$, $z=0.08\text{m}$ et $z=0.12\text{m}$ atteint environ 5 K.

Pour un volume moyen d'air $\Delta T= 306.21697 - 304.10791 = 2.10906$ K. la différence de température entre les deux modèles.



*Fig. IV.18. Profils de température pour différentes sections de positions $x = 0.554$ pour
Différentes positions*

La figure IV.19 illustre l'évolution de la température de l'air à la sortie de la conduite du capteur avec chicane à micro-canaux à la position $x=0.554$ m et le plan $z=0.04$ m pour différentes vitesses d'entrées d'air.

Plus la vitesse diminue, plus l'évolution de la température est importante jusqu'à ce que la vitesse d'entrée atteigne 2.2 m/s.

Les allures de la courbe de la température se rapprochent pour les trois vitesses d'entrées d'air [$v=4.2$ m/s, $v=3.6$ m/s et $v=2.2$ m/s] surtout pour les deux dernières $v=3.6$ m/s et $v=2.2$ m, ce qui

nous permet de conclure que la vitesse optimale pour notre modèle de capteur est très proche de cet intervalle.

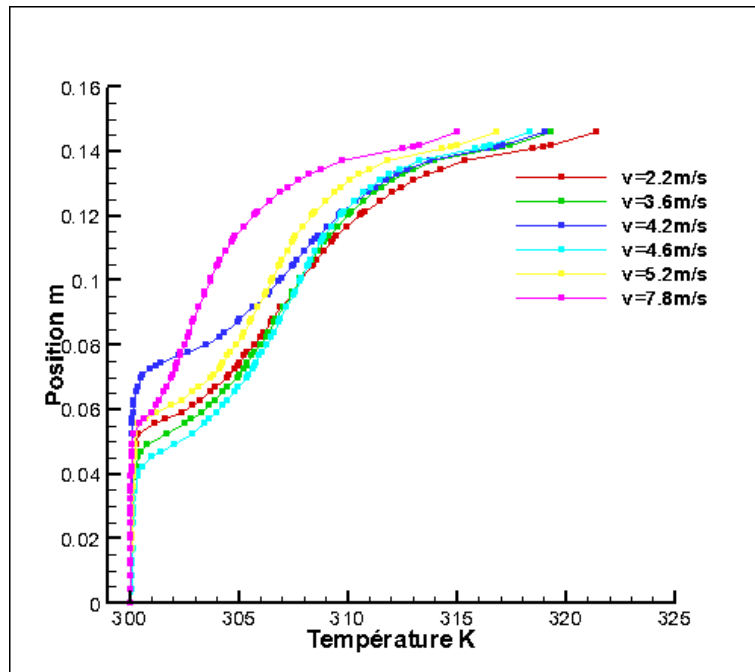


Fig. IV.19 Profils de température pour différentes sections de positions $x=0.554$ à différentes vitesses d'entrée d'air à l'intérieure du capteur solaire pour la position de $z=0.04\text{m}$

Conclusion

Conclusions

Dans le but de l'amélioration de l'efficacité thermique des capteurs solaires plans à air thermiques certains chercheurs développent des études expérimentales et numériques.

L'amélioration de la température du débit à la sortie des capteurs solaires est le sujet de beaucoup de travaux de recherche.

Dans cette thèse, une analyse tridimensionnelle de CFD a été effectuée afin d'étudier le comportement d'air dans un conduit rectangulaire d'un collecteur solaire avec des chicane simples dans un premier cas et des chicanes perforées avec micro-canaux dans un deuxième cas.

Le modèle standard de turbulence de $k-\epsilon$ a été adopté pour les deux modèles du capteur solaire.

Les résultats de cette étude sont :

- le champ de distribution de la vitesse axiale est développé davantage pour le capteur solaire avec des chicanes à micro-canaux. L'apparition de plusieurs écoulements secondaires avec une orientation adéquate a permis une amélioration de l'échange thermique.

- la variation du coefficient de pression au niveau des perforations et la distribution du coefficient de pression dans la conduite d'air du capteur solaire sont significatives.

- Les résultats sont significatifs pour le nombre local de Nusselt, des coefficients de frottement et la distribution de la température ce qui entraîne une augmentation du transfert de chaleur et un meilleur résultat de la température de sortie d'air du capteur solaire à micro-canaux en comparaison avec les chicanes simples.

- La présence des chicanes perforées avec des micro-canaux et leurs géométries améliorent le transfert thermique pour le deuxième cas (capteur solaire à chicanes perforées) en comparaison avec le premier cas (capteur solaire à chicanes simples). L'orientation, l'endroit et le nombre de micro-canaux sont la cause de cette évolution.

- La géométrie des micro-canaux perforés au niveau des chicanes donne des résultats très intéressantes pour la température de sortie de l'air. Le choix des chicanes et l'orientation des micro-canaux (modèle 1, Fig. IV.3) est choisi au lieu des deux autres modèles.

La géométrie des obstacles a un impact important sur l'amélioration des échanges thermiques des capteurs solaires plans à air.

Notre suggestion pour les prochains travaux de passer à l'expérimental et d'augmenter le nombre de micro-canaux en fonction d'une diminution de diamètre en augmentons le nombre de chicanes et en modifions leurs formes pour contribuer toujours à l'amélioration des capteurs solaires.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] Guy Isabel, Les capteurs solaires à air Réaliser-Installer-Gérer, ISBN : 978-2-212-13403-2 EYROLLES, 2014.

- [2] <https://www.cder.dz>

- [3] Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Énergie, «Consommation énergétique finale de l'Algérie», Ed 2007, Hydra, Alger, Algérie, 2007.

- [4] Renewable Energy and Energy Efficiency Program, ministry of energy and mines. <http://www.mem-algeria.org/>, [accessed March 2011].

- [5] <https://tecsol.blogs.com>

- [6] <https://www.maxicours.com>

- [7] Z. Qu, La Nouvelle Méthode Heliosat-4 pour L'évaluation du Rayonnement Solaire au Sol, thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2013.

- [8] M. Handel, G. Heckman, Teaching the Kepler Laws for Freshme, The Mathematical Intelligencer, Springer Science+Business Media, LLC, 2009.

- [9] T. Muneer., Solar Radiation and Daylight Models, Second Ed, Dunod.

- [10] J. B. Galvéz, S. M. Rodriguez, Solar Energy Conversion and Photoenergy System, Encyclopedia of Life Support Systems, vol. 1, 2009.

- [11] A. Ricaud, Gisement Solaire, Cythelia Sarl, Septembre 2009.

- [12] J. Duffie, W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons Inc., 2006.
- [13] H. Gunerhan, A. Hepbasli, Determination of the Optimum Tilt Angle of Solar collectors for Building Applications, *Building and Environment*, vol. 42, n. 2, pp.779-783, 2007.
- [14] C. Stanciu, D. Stanciu, Optimum Tilt Angle for Flat Plate Collectors all over the World a Declination Dependence Formula and Comparisons of Three Solar Radiation Models, *Energy Conversion and Management* vol. 81, pp. 133-143, May 2014.
- [15] Liu BYH, Jordan RC: Rational Procedure for Long-term Average Performance of Flat-plate Solar Energy Collectors with Design Data for the U.S. its Outlying Possessions and Canada. *Sol Energy*, vol. 7, n. 2, pp. 53-70, 1963.
- [16] Viessmann Werke, *Manuale di Progettazione, Solare Termico*. Edizione italiana a cura di: Viessmann Srl, 2008.
- [17] ecohabitation.com
- [18] W. H. McAdams, *Heat Transmission*, 3rd edition. McGraw-Hill, New York.1954.pp249.
- [19] W. C.Swinbank, Long-wave Radiation from Clear Skies, *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society* vol. 89, pp. 339-348, 1963.
- [20] J.F. Orgill, K.G.T. Hollands, Correlation Equation for Hourly Diffuse Radiation on a Horizontal Surface. *Solar Energy*, vol. 19, pp. 357-359, 1977.
- [21] H.P. Garg, J. Prakash, *Solar Energy Fundamentals and Applications*, Ramjas, College University of Delhi.
- [22] F.P. Incropera, , D.P. deWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fifth ed. John Wiley & Sons, New York 2002.

- [23] F. Incropera and P. D. Dewitt, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons Inc., Fifth edition, 2006.
- [24] E.J. Shaughnessy, I.M. Katz, J.P. Schaffer, Introduction to Fluid Mechanics, Oxford University Press, Oxford. 2005.
- [25] Kalogirou Soteris, Solar Thermal Collectors and Applications, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 30, pp. 231–295, 2004.
- [26] B.R. Baliga, and S.V. Patankar, A control Volume Finite-element method for Two-dimensional Fluid Flow and Heat Transfer, Numerical Heat Transfer, vol. 6, pp. 245-261, 1983.
- [27] J. H. Ferziger, P. Milovan, Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer, Third edition, 2002.
- [28] I.E. Mouromtseff, Water and Forced Air Cooling of Vacuum Tubes, Proceedings of the IRE, vol. 30, n. 4, pp. 190-205, 1942.
- [29] A. Palacios, D. Amaya, O. Ramos, Thermal Performance Analysis of a CCP Collector Design Through the Parabolic Construction Geometry, International Review of Electrical(IREE), vol.13, n. 4, pp. 316-324, 2018.
- [30] W. Salim, S. Ahmed, Prediction of Turbulent Swirling Flow in a Combustor Model, International Review of Aerospace Engineering (IREASE), vol. 9, n. 2, pp. 43-50, 2016.
- [31] H.M. Ali, A.I. Bhatti, M. Ali, An Experimental Investigation of Performance of a Double Pass Solar Air Heater with Thermal Storage Medium, Thermal Science, vol. 19, n. 5, pp. 1699-1708, 2015.
- [32] A. L. Hernandez, J. E. Quinonez, Analytical Models of Thermal Performance of Solar Air Heaters of Double-parallel Flow and Double-pass Counter Flow, Renew. Energy, vol. 55, pp. 380–391, 2013.

- [33] S.V. Karmare, A.N. Tikakar, Heat transfer and Friction Factor Correlation for Artificially Roughened Duct with Metal Grit Ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 50, pp. 4342–4351, 2007.
- [34] S.V. Karmare, A.N. Tikakar, Experimental Investigation of Optimum Thermo Hydraulic Performance of Solar Air Heaters with Metal Rib Grids Roughness, *Int. J. Solar Energy*, vol. 83, pp. 6-13, 2009.
- [35] S.V. Karmare, A.N. Tikekar, Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in a Rib Grit Roughened Surface Solar Air Heater Using CFD, *Solar Energy*, 84, 409–417, 2010.
- [36] A. A. Farhan, Thermal Performance of Recycle Pass Solar Air Heater with V- Corrugated Absorber Plate, *Int. J. Therm. Technol.*, vol. 6, n. 3, pp. 212–216, 2016.
- [37] 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.
- [38] A. Labed, N. Moummi, K. Aouès, M. Zellouf et A. Moummi, Etude Théorique et Expérimentale des Performances d'un Capteur solaire plan à Air muni d'une nouvelle Forme de Rugosité Artificielle, *Revue des Energies Renouvelable*, vol. 12 n. 4, pp. 551-561, 2009.
- [39] K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Labed, 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.
- [40] F. Mokhtari et D. Semmar, L'influence de la Configuration de L'absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air, Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger, Algérie *Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique* 159-162, 2001.
- [41] Kumar, A., A. K. Mishra, A CFD Investigation and Pressure Correlation of Solar Air Heater, *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)* 4(2), pp. 401-417, 2013.

- [42] K. Aliane, Passive Control of the Turbulent Flow over a Surface-Mounted Rectangular Block Obstacle and a Rounded Rectangular Obstacle, *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, vol. 5 n. 2, pp. 305-314, 2011.
- [43] B. Rostane, K. Aliane, Three Dimensional Simulation for Turbulent Flow Around Prismatic Obstacle with Rounded Downstream Edge Using the $k-\omega$ SST Model, *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, vol. 9, n. 3, 2015.
- [44] N. Moummi, , S. Youcef-Ali, , A. Moummi, J.Y. Desmons, Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins, *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 2053–2064, 2004.
- [45] Sabri Youcef-Ali, Study and Optimization of the Thermal Performances of the Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plates, with Various Glazing, *Renewable Energy*, vol.30, pp.271–280, 2005.
- [46] C. Berner, F. Durst, D.M. McEligot, Flow Around Baffles, *ASME J. Heat Transfer*, vol. 106, n. 4, pp. 743–749, 1984.
- [47] RC. Chikurde, B.C. Kothavale, S.V. *Dingare*, Convection Heat Transfer Studies on Rectangular Fin Arrays with Different Surface Roughness, Perforations or Protrusions on Fins, *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, vol 12, n. 1, 2018.
- [48] R.K. Ajeel, K. Hasnan, W.S. Bin Wen Salim, Thermal Performances Comparaison in Various Types of Trapezoidal Corrugated Channel Using Nanofluids, *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, vol. 12, n. 8, 2018.
- [49] Shivani T. Gajusingh, Influence of a Rectangular Baffle on the Downstream Flow Structure, *Experimental Thermal and Fluid Science* vol. 34, pp. 590-602, 2010.
- [50] M. Henaoui, K. Aliane, Comportement Thermique d'un Capteur Solaire Munit de Chicane rectangulaires, *International Days of Kinetics, Catalysis and Calorimetry JI3C Algiers*, May 2 - 4, 2015.

- [51] M. Henaoui, K. Aliane, Z. Sari Hassoun, Study of the Air Flow in a Flat Plate Solar Collector Provided with Perforated Rectangular Obstacles, Conf CIER 2014, International journal of scientific research & Engineering Technology, IJSET Copyright–IPCO, vol. 3, pp 55-59, 2015.
- [52] M. Henaoui, K. Aliane, Comportement Thermique et Hydrodynamique d'un Capteur Solaire Muni de Chicanes Rectangulaires Simples et avec Barrettes Perforées, 5^{ème} Séminaire Maghrébin sur les Sciences et les Technologies du Séchage (SMSTS'2015).
- [53] K. Aliane, M. Henaoui, Introduction de Chicanes Perforées dans la Veine d'Écoulement d'un Capteur Solaire, Actes de la 2^{ème} Conférence Internationale de Mécanique (ICM'15). Constantine, Algérie. 25-26 Novembre 2015.
- [54] S. Bahria, M. Amirat, Influence de l'Adjonction des Chicanes Longitudinales sur les Performances d'un Capteur Solaire Plan à Air, Revue des Energies Renouvelables vol. 16, n.1 pp. 51-63, 2013.
- [55] Z. Sari Hassoun, K. Aliane, M. Henaoui, Experimental Study of a Flat Plate Solar Collector Equipped with Concentrators, International Journal of Renewable Energy Research, vol.7, n.3, 2017.
- [56] M.A. Amraoui, K. Aliane, Three-Dimensional Analysis of Air Flow in a Flat Plate Solar Collector. Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, vol. 62, n. 2, pp. 126-135, 2018.
- [57] M.A. Amraoui, K. Aliane, Dynamic and Thermal Study of the Three-Dimensional Flow in a Flat Plate Solar Collector with Transversal Baffles, International Review of Mechanical Engineering (IREME), vol. 8, n. 6, 2014.
- [58] P. Dutta, A. Hossain, Internal Cooling Augmentation in Rectangular Channel Using two Inclined Baffles. International Journal of Heat and Fluid Flow, 26, pp. 223-232, 2005.
- [59] P. Dutta, S. Dutta, Effect of Baffle Size, Perforation and Orientation on Internal Heat Transfer Enhancement, Int.J. Heat Mass Transfer, vol. 41, n. 19, pp. 3005-3013, 1998.

- [60] R. Saim, R. Bouchenafa, K. Al-salem, S. Abboudi, H. Benzenine, F. Hakan, A Computational Work on Turbulent Flow and Heat Transfer in a Channel fitted with Inclined Baffles. *Journal Heat Mass Transfer*, vol. 49, pp.761-774, 2013.
- [61] P. Promvong, S. Sripattanapipat, S. Kwankaomeng, Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 45 incline Baffles on two Opposite Walls, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp.963-975, 2010.
- [62] S. K. Oh, B. K. Putra, S.W. Ahd, Heat Transfer and Frictional Characteristics in Rectangular Channel with Inclined Perforated Baffles, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, vol. 49, pp. 324-329, 2009.
- [63] M. Henaoui, Etude de L'aérodynamique Interne des Barrettes Perforées Placées dans un Capteur Solaire Plan a Air, Thèse de Magister en Génie Mécanique, Faculté de Technologie, Tlemcen, 2014.
- [64] M. Henaoui, K. Aliane , Thermal Hydraulic Performance of Solar Collector with Solid and Perforated Inclined Baffles, Le 4^{ème} Séminaire sur les Technologies Mécaniques Avancées (14 et 15 Novembre 2017).
- [65] M. Henaoui, K. Aliane, Fluid Flow and Heat Transfer Investigation in a Solar Collector with Simple and Inclined Perforated Baffles, *International Renewable and Sustainable Energy Conference*, 2017.
- [66] M. Henaoui, K. Aliane, Z. Sari-hassoun, Study in a Channel of Solar Collector with Simple and Perforated Inclined Baffles, 4th International Conference on Green Energy and Environmental Engineering, (GEEE-2017).
- [67] B. K.P. Ary, M.S. Lee, S.W. Ahn, and D.H. Lee, The Effect of the Inclined Perforated Baffle on Heat Transfer and Flow Patterns in the Channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, n. 10, pp. 1578-1583, 2012.

- [68] M. Henaoui, K. Aliane, Z. Sari-Hassoun, Two Dimensional Study Of Solar Collector With Inclined Perforated Baffles, International Conference on Materials & Energy, April 30- May 04, (San Sebastian 2018).
- [69] M. Henaoui, K. Aliane, Study on Solar Air Collector with Perforated Strips in the Baffles, International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), Vol. 13, n. 4, pp 249-255, 2019.
- [70] S. Kwankaomeng, P. Promvonge, Numerical Prediction on Laminar Heat Transfer in Square Duct with 30° Angled Baffle on one Wall, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 37, n.7, pp. 857-866, 2010.
- [71] W. Jedsadaratanachai, S. Suwannapan, P. Promvonge, Numerical Study of Laminar Heat Transfer in Baffled Square Channel with Various Pitches, Energy Procedia, vol. 9, pp. 630-642, 2011.
- [72] G. Golub, J. Ortega, Scientific Computing and Differential Equations: An Introduction to Numerical Methods, 1st, Edition. Elsevier Science, 2014.
- [73] M. Melenk, On Generalized Finite Element Methods. University of Maryland, Ph.D. thesis, 1995.
- [74] R. Peyret, Spectral Methods for Incompressible Viscous Flow, Springer-Verlag, New York, 2002.
- [75] Gambit. Version 2.4 User's Guide (2007).
- [76] ANSYS Fluent User's Guide (2013).
- [77] T. Rung, L. Xue, F. Thiele, Numerische Methoden der Thermo-und fluidodynamik, Hermann-Fottinger-Institut für STR für Omungsmechanik, 2002.
- [78] H.K. Versteeg, W. Malalasekera, Introduction to Computational Fluid Dynamics, 1995.

- [79]S. V. Patankar, D. B. Spalding, A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 15, pp. 1787-1805, 1972.
- [80]J.Y. Murthy, *Numerical Methods in Heat, Mass and Momentum Transfer*. School of Mechanical Engineering, Purdue University, Purdue, 2002.
- [81]C.A.J. Fletcher, *Computational Techniques for Fluid Dynamics, Volume 2*, 2nd ed., Springer Verlag, New York. 1991.
- [82]B.E. Launder, D.B. Spalding, *The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 3, pp. 269-289, 1974.
- [83]D. Pan, J.C. Cheng , *A Second-Order Upwind Finite-Volume Method for the Euler Solution on Unstructured Triangular Methods*, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*; vol. 16, pp. 1079-1098, 1993.
- [84]L.C. Demartini, H. Vielmo, S.V. Moller, *Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel with Baffle Plates*, *Journal of the Braz. Soc.& Eng*, 20 vol. XXVI,n.153, 2004.

Résumé

Dans ce travail de recherche, une étude numérique tridimensionnelle de l'écoulement turbulent de fluide incompressible à travers le canal d'un capteur solaire plan à air doté de chicanes à micro canaux a été réalisée.

Le but principal de cette étude est d'améliorer les performances dynamiques et thermiques d'un capteur solaire plan à air. En effet, dans ce type de capteurs solaires, la puissance et le rendement sont faibles vu les différentes pertes thermiques et optiques. Quoique les travaux scientifiques dans ce sens sont très variés et d'actualité, cela n'empêche pas de proposer un modèle géométrique de capteur solaire plan fiable et efficace, d'où l'originalité de ce travail.

Cette géométrie est composée d'un canal pourvu de chicanes dotées de micro canaux

Les perforations pratiquées sur les chicanes se présentent sous forme de micro-canaux dont le diamètre est de 5 mm ($d = 0.005m$). Leur nombre est de 12 micro-canaux par chicane.

La forme, l'orientation et la position de ses micro-canaux permettent la création de flux secondaires avec l'orientation du flux vers l'absorbeur.

Pour montrer la contribution du modèle de capteur proposé, on fait une étude comparative entre deux modèles de capteurs solaires identiques. La seule différence entre ces deux modèles est dans la conception d'un nouveau type de chicanes cité ci-dessus. Le premier est de simples chicanes déjà connus dans la littérature. Le deuxième est notre propre modèle de chicanes dotées de micro canaux.

La résolution numérique des équations de transport est réalisée en utilisant la méthode des volumes finis et le modèle turbulence de l'écoulement k-Epsilon. Les résultats sont comparés aux données expérimentales.

L'évolution des champs de vitesse axiale, des champs de coefficients de pression, des profils de coefficients de frottement, des profils de nombres de Nusselt locaux et des profils de distribution de la température sont discutés dans ce travail.

ملخص

في هذا العمل البحثي، أجريت دراسة رقمية ثلاثية الأبعاد للتدفق المضطرب غير قابل للضغط عبر قناة جامعي الطاقة الشمسية بها قنوات صغيرة الغرض الرئيسي من هذه الدراسة هو تحسين الأداء الديناميكي والحراري لمجمع الطاقة الشمسية يعمل بالهواء. في الواقع، في هذا النوع من مجمعات الطاقة الشمسية، تكون الطاقة والكفاءة منخفضة مقارنة بالخسائر الحرارية والبصرية. تتكون هذه الهندسة من قناة مزودة بقنوات متناهية الصغر.

الثقوب المصنوعة على الألواح هي في شكل قنوات صغيرة بقطر 5 مم. ($d = 0.005m$) عددهم هو 12 قناة صغيرة لكل خزانة..

يسمح شكل القنوات الصغيرة وتوجيهها وموضعها بإنشاء تدفقات ثانوية مع اتجاه التدفق إلى الامتصاص.

لإظهار مساهمة نموذج الاستشعار المقترح، في الواقع دراسة مقارنة بين نموذجين من تجميع الطاقة الشمسية متطابقة. الفرق الوحيد بين هذين النموذجين هو تصميم نوع جديد من الحواجز المذكورة أعلاه. الأول هو حواجز بسيطة معروفة بالفعل في الأدب. والثاني هو نموذج خاص بنا من بحير مع القنوات الصغيرة.

ناقش في هذا العمل تطور حقول السرعة المحورية، وحقول معامل الضغط، وملامح معامل الاحتكاك، وملامح أرقام Nusselt المحلية، وملامح توزيع درجة الحرارة.

لإظهار مساهمة نموذج الاستشعار المقترح، في الواقع دراسة مقارنة بين نموذجين من تجميع الطاقة الشمسية متطابقة. الفرق الوحيد بين هذين النموذجين هو تصميم نوع جديد من الحواجز المذكورة أعلاه. الأول هو حواجز بسيطة معروفة بالفعل في الأدب. والثاني هو نموذج خاص بنا من حواجز بها قنوات صغيرة.

Abstract

In this research work, a three-dimensional numerical study of incompressible turbulent flow through the channel of solar air collector with micro-channel baffles was conducted.

The main purpose of this study and to improve the dynamic and thermal performance of an air flat plate solar collector. Indeed, in this type of solar collectors, the power and the efficiency are low compared to the different thermal and optical losses.

This geometry consists of a channel provided with baffles with micro channels.

The perforations made on the baffles are in the form of micro-channels with a diameter of 5 mm ($d = 0.005m$). Their number is 12 micro-channel per baffle

The shape, orientation and position of micro-channels allow the creation of secondary flows with the orientation of the flow to the absorber.

To show the contribution of the proposed sensor model, a comparative study between two models of identical solar collectors. The only difference between these two models is the design of a new type of baffle mentioned above. The first is simple baffles already known in the literature. The second is our own model of baffles with micro channels.

The numerical resolution of the transport equations is performed using the finite volume method and the turbulent k-Epsilon model. The results are compared with experimental data.

The evolution of axial velocity fields, pressure coefficient fields, friction coefficient profiles, local Nusselt number profiles, and temperature distribution profiles are discussed in this work.