

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE AMMAR TELIDJI – LAGHOUEAT
FACULTE DES SCIENCES ET SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Présenté pour Obtenir le Diplôme de MASTER En Génie Mécanique

Option : Energétique

Par

NASHER Asaad
BENDJEDIA Lakhdar

Thème

Etude numérique de la convection forcée dans une
chauffe air solaire muni des obstacles

Soutenu le 15/06/2022

Devant le jury composé de :

<i>Nom et prénom</i>	<i>Qualité</i>	<i>Grade</i>	<i>Etablissement</i>
<i>HACHANI Lakhdar</i>	<i>Président</i>	<i>Professeur</i>	
<i>TEGGAR Mohamed</i>	<i>Examineur</i>	<i>Professeur</i>	<i>UATL</i>
<i>SAHEL Djamel</i>	<i>Rapporteur</i>	<i>MCA</i>	

Année Universitaire : 2021 / 2022

Sommaire

Remerciements

Table de matières

Nomenclature

Liste des figures

Résumés

Introduction

1

Chapitre 1 Généralités sur les transferts de chaleur et les écoulements de fluides

1.1	Introduction.....	2
1.2	Modes de transfert de chaleur.....	4
1.2.1	Transfert de chaleur par convection.....	4
1.2.2	Transfert de chaleur par conduction.....	5
1.2.3	Transfert de chaleur par rayonnement.....	6
1.3	Les écoulements de fluides et classifications.....	7
1.3.1	Régimes stationnaire et instationnaire	7
1.3.2	Fluides Newtonien et Non-Newtonien.....	7
1.3.3	Régime laminaire et turbulent.....	8
1.3.4	Fluides incompressible et compressible	9
1.3.5	Les écoulements de fluides naturel et forcé.....	10
	Couches limites profile de vitesse et de température.....	10
	Conclusion.....	11

Chapitre 2 Solaire thermique et les chauffes-air solaires

2.1	Introduction.	12
2.2	Solaire thermique.	13
2.2.1	Technologie solaire thermique à basse température.....	13
2.2.2	Technologie solaire thermique à haute température.....	14
2.3	Fonctionnement technique.....	14
2.3.1	La technologie solaire thermique active.....	15
2.3.2	La technologie solaire thermique passive.....	16
2.4	Enjeux par rapport à l'énergie.....	17

2.4.1	Avantages.....	17
2.4.2	Limites.....	17
2.5	Performances des chauffe-air solaires.	18
2.5.1	L'air, fluide caloporteur.	18
2.5.2	Techniques d'amélioration de performances thermiques des chauffe air solaires.....	18
	a) <i>Insertion de chicanes</i>	18
	b) <i>Rugosité artificielle</i>	19
	c) <i>Formes des générateurs de vortex</i>	22
	d) <i>Air à double passage</i>	24
2.6	Conclusion.	25

Chapitre 3 Simulation numérique des comportements thermo hydrauliques d'un chauffe-air solaire

3.1	Introduction et définition de problème.....	26
3.2	Modèle mathématique.....	27
	3.2.1 Equations gouvernantes.....	27
	3.2.2 Paramètres gouvernants.....	28
	3.2.3 Hypothèses.....	29
	3.2.4 Conditions aux limites.....	29
3.3	Modèle numérique.....	30
3.4	Résultats et discussion.....	31
	3.4.1 Contours de vitesses.....	32
	3.4.2 Contours de température.....	32
	3.4.3 L'énergie cinétique turbulente (k).....	36
	3.4.4 L'énergie de dissipation (ϵ).....	37
	3.4.5 Nombre de Nusselt.....	38
	3.4.6 Coefficient de frottement.....	39
3.5	Conclusion.....	40
	Conclusion générale	3
	Références bibliographiques	

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
dA	Surface du volume de contrôle ($dA=dx.dy$)	(m^2)
f	Coefficient de frottement	
H	Hauteur du canal	(m)
G_K	La production de l'énergie cinétique turbulente	
H	Hauteur du canal	(m)
K	Energie cinétique turbulente	(m^2/s^2)
K_P	Energie turbulente a la position P	(m^2/s^2)
L	Longueur du canal	(m)
Nu	Nombre du Nusselt	
p	Pression	(Pa)
Pr	Nombre de Prandtl	
Re	Nombre de Reynolds	
T	Température	(0K)
U_i	Vitesse dans la direction x	(m/s)
U_j	Vitesse dans la direction y	(m/s)

Symboles grecs

ε	Taux de dissipation de l'énergie de turbulence	(m^2/s^2)
k	Constante de Van Karman ($k=0.4$)	
ρ	Densité de l'air	(kg/m^3)
μ_l	Viscosité laminaire	(Pa.s)
μ_e	Viscosité effective	(Pa.s)
μ_t	Viscosité turbulente	(Pa.s)

Indices supérieures et inférieures

b	Moyen en bloc
t	Turbulent
p	Premier nœud intérieur de mur
w	Paroi

Abbreviations

CFD	Computational Fluid Dynamic
CAS	Chauffe air solaire
RANS	Reynolds Averaged Navier- Stockes Équations
VG	Vortex Generator

Liste de figures

Chapitre 1

- Figure 1.1** Illustration d'échange convectif entre un milieu fluide et une surface [1].
Figure 1.2 Principe de la conduction thermique [3].
Figure 1.3 Principe du rayonnement thermique [2].
Figure 1.4 Comportement de la contrainte de cisaillement pour des fluides Newtoniens et non-Newtoniens [1].
Figure 1.5 Régimes des écoulements [3].
Figure 1.6 Couche limite hydrodynamique [2].
Figure 1.7 Couche limite thermique [2].

Chapitre 2

- Figure 2.1** Principe de fonctionnement d'un capteur solaire à air [3].
Figure 2.2 Capteur solaire non vitré [3].
Figure 2.3 Capteur solaire vitré [4].
Figure 2.4 Capteur solaire sous vide [4].
Figure 2.5 Chauffe air solaire muni de chicanes et surface d'absorption ondulée [7].
Figure 2.6 Rugosité de forme (a) V et (b) Arc [9].
Figure 2.7 Expérience de Ghritlahre et al [10].
Figure 2.8 Rugosité artificielle élaboré par Ghritlahre et al [10].
Figure 2.9 Effet des GV's sur la performance thermique du CAS [11].
Figure 2.10 CAS à double passage [17].
Figure 2.11 Emplacement des thermocouples dans un CAS à double passes [17].

Chapitre 3

- Figure 3.1** Configurations de la chauffe air solaire chicanée.
Figure 3.2 Interface du Comsol 6.
Figure 3.3 Validation de résultats.
Figure 3.4 Contours de vitesses.
Figure 3.5 Contours de températures.
Figure 3.6 Contours de l'énergie cinétique turbulente (k).
Figure 3.7 Variation de l'énergie cinétique turbulente (k) en fonction de la configuration (d).
Figure 3.8 Contours de l'énergie de dissipation (ϵ).
Figure 3.9 Variation de l'énergie de dissipation (ϵ) en fonction de la configuration (d).
Figure 3.10 Variation de Nu en fonction de Re.
Figure 3.11 Variation de f en fonction de Re.

الملخص

في هذه المذكرة تم إجراء محاكاة عددية لتحليل السلوك الحراري الهيدروليكي لسخان شمسي للهواء (CAS) مجهز بمولدات دوامات (GV). تم إجراء التحقيق العددي باستخدام Comsol 6 ، لعدد رينولدز المتغير من 4000 إلى 14000 عند القطر الهيدروليكي. تأثير المسافة بين جدار الامتصاص ومولدات الدوامات هو المعامل الرئيسي الذي تم دراسته في هذا العمل. أظهرت النتائج أن المسافة (d) تمثل عامل هندسي رئيسي الذي يمكنه أن يؤثر على السلوك الحراري الهيدروديناميكي لسخانات الوحدة الشمسية. حيث بإمكان الحالة $d = 7$ مم ضمان زيادة في معامل نقل الحرارة بنسبة 63.07% مقارنة بالقناة الملساء. لكن على الرغم من ذلك ، أدت هذه الزيادة إلى فقدان الضغط عن طريق الاحتكاك والذي يصل إلى 2.34 مرة مقارنة بالقناة الملساء.

الكلمات المفتاحية: سخان الهواء الشمسي ، مولد الدوامة ، نقل الحرارة ، انخفاض الضغط.

Abstract

In this thesis, a numerical simulation was carried out to analyze the thermo-hydraulic behavior of a solar air heater (SAH) equipped with vortex generators (GVs). The numerical investigation was carried out using the Comsol 6, for a Reynolds number varying from 4000 to 14000 at the hydraulic diameter. The effect of the distance of the GV's (d) from the absorbing wall is the main parameter studied in this work. The results show that the distance (d) is a geometric parameter that can influence the thermal-hydrodynamic behavior of solar air heaters. The case of $d=7$ mm ensures an increase in the heat transfer coefficient of 63.07% compared to the smooth channel. But all the same, this increase generated a loss of pressure by friction which reaches 2.34 times compared to the smooth channel.

Keywords: solar air heater, vortex generator, heat transfer, pressure drop.

Résumés

Dans ce mémoire, une simulation numérique a été effectuée pour analyser les comportements thermo hydrauliques d'une chauffe air solaire (CAS) muni des générateurs de vortex (GVs). L'investigation numérique a été réalisée à l'aide du Comsol 6, pour un nombre de Reynolds varie de 4000 à 14000 au diamètre hydraulique. L'effet de la distanciation de GV (d) par rapport à la paroi absorbante est le paramètre primordial étudié dans ce travail. Les résultats montrent que la distanciation (d) est un paramètre géométrique qui peut influencer sur le comportement thermo hydrodynamiques des chauffe air solaires. Le cas $d=7$ mm a assuré une augmentation du coefficient de transfert thermique de 63,07% comparativement au canal lisse. Mais quand même, cette augmentation a engendré une perte de pression par frottement qu'atteint 2,34 fois comparativement toujours au canal lisse.

Mots clés : Chauffe air solaire, générateur de vortex, transfert thermique, perte de pression.

Introduction

La production de chaleur est l'une des principales composantes de la consommation énergétique mondiale. L'énergie solaire est une source d'énergie neutre en carbone et librement disponible. Une des technologies appropriées pour utiliser l'énergie thermique venant du soleil est les chauffe-air solaire (CASs), qui est utilisé pour l'agriculture, le séchage, de chauffage de bâtiments et le ventilation. Une CAS typique se compose d'un conduit lisse ayant une plaque absorbante, une boîte, un dos plaque et isolation. L'air ambiant est utilisé comme fluide de fonctionnement à l'intérieur du conduit. Malgré ces avantages, les aérothermes présentent certains inconvénients comme les mauvaises propriétés de transfert de chaleur de l'air et les problèmes de manipulation de grand volume d'air car il a une faible densité. Le CAS conventionnel montre une capacité de transfert de chaleur inférieure entre l'absorbeur et l'air en raison de la faible capacité de charge thermique de l'air.

Dans ce contexte, nous allons utiliser la technique de la génération de vortex pour améliorer la performance thermo hydraulique de la chauffe-air solaire. Les générateurs de vortex (GVs) aident à interrompre l'apparition de la couche limite thermique et hydrodynamique, ce qui aide à augmenter les fluctuations de vitesse près de la paroi de l'échange thermique.

Dans ce mémoire, le travail est partagé en trois chapitres. Des généralités sur les écoulements de fluides et sa classification, des définitions et des aperçus générales sur les modes de transfert de chaleur ont été traité dans *le premier chapitre*. *Le deuxième chapitre* est consacré aux définitions en met en lumière les capteurs solaires y compris les chauffe-air solaires (CASs). Ensuite, les différentes méthodes d'amélioration des CASs ont été acquises dans ce chapitre. Dans *le troisième chapitre*, une simulation numérique a été effectuée à l'aide du Comsol 6 afin d'analyser les comportements thermique et hydrodynamique d'un CAS comporte des GVs.

La distanciation des GVs par rapport à la paroi absorbante a été testée, et les résultats montrent que cette configuration peut considérée comme un paramètre intéressant pour la conception des chauffe-air solaire.

Chapitre 1

Généralités sur les transferts de chaleur et
les écoulements de fluides

Chapitre 1

Généralités sur les transferts de chaleur et les écoulements de fluides

Contenu

1.1	Introduction.....	2
1.2	Modes de transfert de chaleur.....	4
1.2.1	Transfert de chaleur par convection.....	4
1.2.2	Transfert de chaleur par conduction.....	5
1.2.3	Transfert de chaleur par rayonnement.....	6
1.3	Les écoulements de fluides et classifications.....	7
1.3.1	Régimes stationnaire et instationnaire	7
1.3.2	Fluides Newtonien et Non-Newtonien.....	7
1.3.3	Régime laminaire et turbulent.....	8
1.3.4	Fluides incompressible et compressible	9
1.3.5	Les écoulements de fluides naturel et forcé.....	10
1.4	Couches limites hydrodynamique et thermique.....	10
1.5	Conclusion.....	11

1.1 Introduction

Le transfert de chaleur se produit en raison d'un gradient ou d'une différence de la température. Cette différence de la température est considérée comme une force d'entraînement qui fait couler la chaleur. Transfert thermique se produit par trois mécanismes ou modes de base : conduction, convection, et rayonnement.

La transmission de la chaleur par une substance sans mouvement perceptible de substance elle-même. La chaleur peut être conduite par des gaz, des liquides, et des solides. Dans les fluides en général, la conduction est le mode primaire du transfert thermique quand le fluide a la vitesse en bloc nulle (stagné). Dans les solides opaques, conduction est le seul mode par lequel la chaleur peut être transférée.

La convection se produit à la présence des particules de fluide quelques soient la vitesse de ces particules, mais la convection devient importante dans une vitesse élevée des particules.

1.2 Modes de transfert de chaleur

1.2.1 Transfert de chaleur par convection

Jusqu'à maintenant nous avons considéré les échanges convectifs seulement comme une condition à la limite pour traiter les problèmes de conduction de la chaleur. Le terme « convection » est utilisé pour décrire le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface. Pour ce transfert, le transport d'énergie par conduction a toujours lieu, néanmoins le mode dominant est celui dû aux mouvements de particules fluides.

Parmi les problèmes de convection on distingue :

- **la convection forcée**, quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, soufflerie).

Exemple de convection forcée : un sèche-cheveux dans lequel l'air ambiant est soufflé par un ventilateur au travers d'une résistance chauffante électrique.

- **la convection naturelle** (ou libre), provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide.

Exemple de convection naturelle : le chauffage d'une pièce par un convecteur électrique se fait par une ascension d'air chaud le long du mur, tandis que l'air plus frais descend et est « aspiré » vers le convecteur pour remplacer l'air chaud le quittant.

- **la convection accompagnée d'un changement de phase** (évaporation ou condensation).

Exemple de convection avec changement de phase : au début du chauffage d'une quantité d'eau dans une bouilloire, la convection naturelle gouverne le processus d'échange entre la paroi et l'eau. Quand l'eau boue, l'évaporation intensifie le transfert.

Le flux de chaleur par convection s'écrit comme suit :

$$\phi = h \cdot S \cdot (T_H - T_B) \quad (1.1)$$

Où :

Q : Flux de transfert de chaleur convectif (W);

h: Coefficient convectif de transfert de la chaleur (W/m².K)

S: Surface d'aire disponible pour la convection (m²).

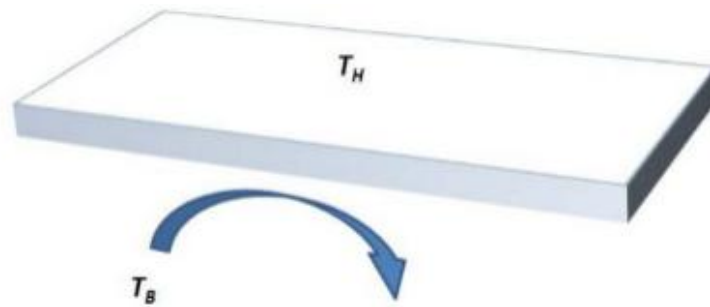


Figure 1.1 Illustration d'échange convectif entre un milieu fluide et une surface [1].

1.2.2 Transfert de chaleur par conduction

C'est le transfert de chaleur à l'intérieur d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, avec l'influence d'une différence de température. La programmation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par électrons libres. Les nano fluides améliorent et amplifient la conductivité thermique.

La conductivité thermique, notée k ($W/m \cdot K$), est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. La conductivité thermique par rapport aux performances thermiques d'un fluide caloporteur est une propriété très importante [1,2].

La loi de Fourier est la loi principale qui décrit le processus de dégagement de chaleur.

La relation est donnée comme suit :

$$d\phi = -k \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \cdot dt \quad (1.2)$$

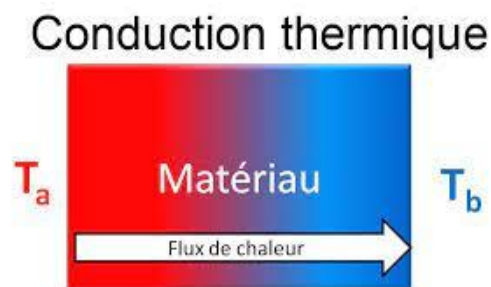


Figure 1.2 Principe de la conduction thermique [3].

Où,

$d\phi$: Flux de chaleur transmis par conduction (W).

k : Conductivité thermique du milieu ($W/m \cdot c$).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température en x en (K/m).

Le flux de chaleur ϕ en watt qui circule en x : $\phi = -k \cdot S \cdot \frac{dT}{dx}$

1.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Le terme rayonnement est appliqué à l'ensemble des échanges d'énergie à distance entre les corps par des ondes électromagnétiques. Les échanges peuvent avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou par n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques. L'action d'un rayonnement sur un milieu dépend de sa longueur d'onde. On retiendra que le rayonnement thermique émis par les corps se situe entre 10^{-7} m et 10^{-4} m) et se divise en deux : le spectre visible, le spectre invisible. Exprimer la relation suivante :

$$\phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S (T_s^4 - T_a^4) \quad (1.3)$$

Avec :

ϕ : Flux thermique (W).

ε : Constante de Stéphan Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8}$ (W/k⁴.m²).

σ : Facteur d'émission de la surface.

S : La surface de contact solide/fluide (m²).

T_s : Température de la surface (K).

T_a : Température du milieu environnant la surface (K).

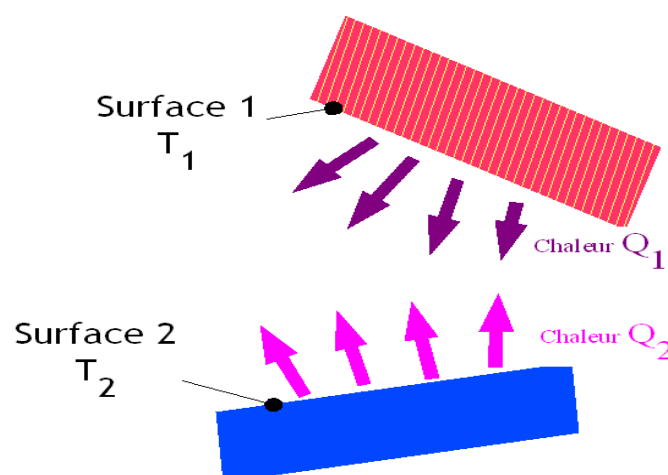


Figure 1.3 Principe du rayonnement thermique [2].

1.3 Les écoulements de fluides et classifications

Le transfert thermique par convection est étroitement attaché avec la structure des écoulements de fluides. Ces dernières représentent une science qui traite le comportement des fluides au repos ou dans le mouvement, et l'interaction des fluides avec des solides ou d'autres fluides. Il y a une grande variété de problèmes des écoulements de fluides produits dans la pratique, et il est communément commode de les classer sur la base de certaines caractéristiques communes pour les rendre faisables pour les étudier dans des groupes classifiés. Dans ce contexte, nous pouvons classer les fluides dans des catégories générales [2].

1.3.1 Régimes stationnaire et instationnaire

Le terme stationnaire (régulier) n'implique aucun changement au cours du temps. L'opposé du terme stationnaire est instationnaire (irrégulier). Beaucoup de systèmes industriels tels que les turbines, les compresseurs, les chaudières, les condenseurs, et les échangeurs de chaleur fonctionnent pendant de longues durées dans les mêmes conditions, et ils sont classifiés en tant que des dispositifs stationnaires.

1.3.2 Fluides Newtonien et Non-Newtonien

Un fluide est dit newtonien lorsque le tenseur des contraintes visqueuses est une fonction linéaire du tenseur des déformations (eq.1.5). Le facteur de proportionnalité se nomme viscosité et celle-ci est indépendante du taux de cisaillement. Pour la plupart des fluides usuels dans des conditions standard, ce modèle est très satisfaisant. On peut définir ce fluide par une relation simple :

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.5)$$

τ : La contrainte de cisaillement exercée par le fluide [Pa].

μ : La viscosité du fluide - une constante de proportionnalité [Pa .s].

$\frac{du}{dy}$: Le gradient de vitesse perpendiculaire à la direction de cisaillement [s^{-1}].

C'est pourquoi on appelle **fluide Newtonien** tout fluide qui se déforme de cette manière. Il existe des fluides dont le comportement est différent et peuvent, par exemple, supporter une contrainte de cisaillement τ_0 avant de se mettre en mouvement tels que les matières plastiques et les fluides dénommés **fluides de Bingham**. Pour la première catégorie la variation des contraintes de cisaillement est non-linéaire avec les gradients de vitesse tandis que pour la deuxième elle est linéaire et d'écrite par :

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{du}{dy} \quad (1.6)$$

On appelle **fluide non Newtonien** toute matière fluide qui n'obéit pas à la loi de Newton, tels que des miels, des huiles lourdes, des boues, des solutions de polymère, ainsi que les poudres comme les sels ou les sables.

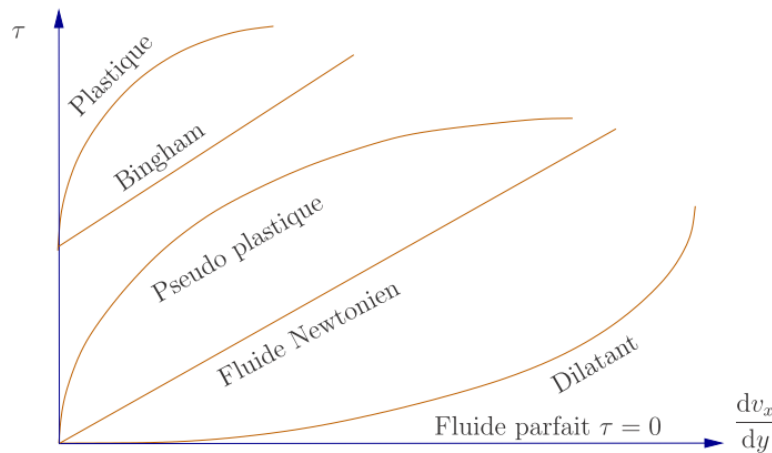


Figure 1.4 Comportement de la contrainte de cisaillement pour des fluides Newtoniens et non-Newtoniens [1].

1.3.3 Régime laminaire et turbulent

On dit que l'écoulement est laminaire, lorsque le mouvement de particules fait d'une façon régulière et ordonnée, l'écoulement soit laminaire et régulier quand la vitesse soit faible. Le nombre adimensionnel Reynolds, nous aide à connaître la nature de l'écoulement, il est correspondu à la caractéristique du fluide et de la forme géométrique qui la gouverne, ce nombre est limitée par des corrélations dépend à la forme géométrique.

Pour traiter un problème de convection il est important de déterminer le régime d'écoulement du fluide : est-il laminaire ou turbulent ? Le coefficient d'échange convectif dépend fortement du régime d'écoulement. La transition entre les régimes d'écoulement a été démontrée par **Osborne Reynolds**. Son expérience avec de l'ancre, jouant le rôle de traceur (les particules d'encre suivent l'écoulement du fluide sans trop le perturber), injectée dans un écoulement stationnaire d'eau est représentée schématiquement à la figure 1.5. On peut voir qu'au départ toutes les lignes de courant (lignes tangentes au vecteur vitesse) dans l'écoulement restent équidistantes. À partir d'une certaine distance, appelée critique, les lignes de courant se croisent et le traceur commence à se mélanger avec l'eau. C'est la région de transition qui évolue ensuite vers le régime turbulent.

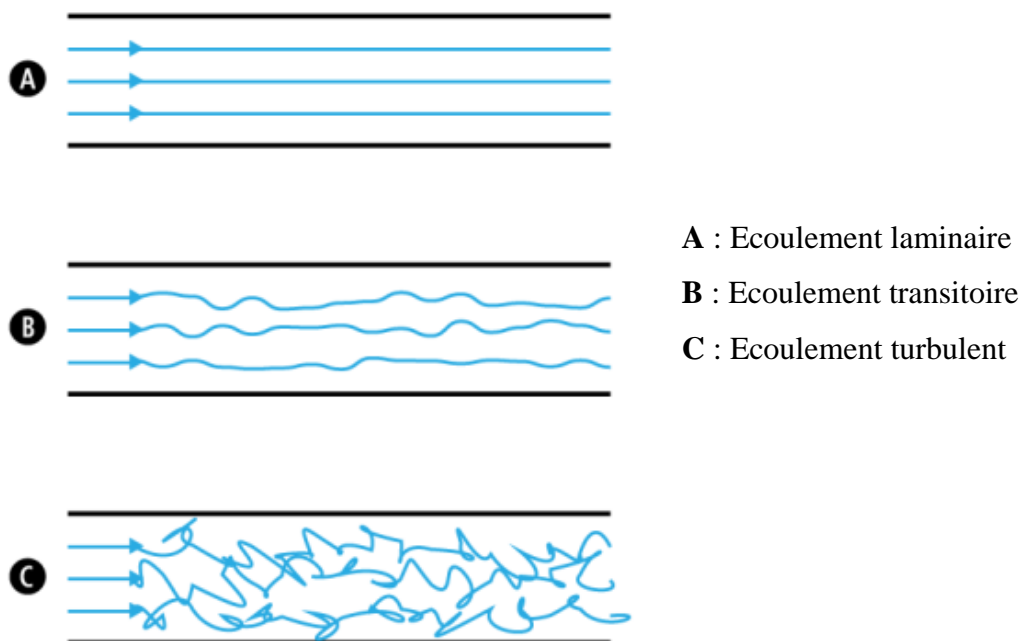


Figure 1.5 Régimes des écoulements [3].

1.3.4 Fluides incompressible et compressible

On dit qu'un fluide incompressible si sa densité varie faiblement avec la pression ou la température, on peut donc prendre $\rho = \rho_0$ pour un fluide incompressible et l'utiliser dans les équations du mouvement. Cependant dans un certain nombre de situations cette hypothèse n'est pas justifiée, ainsi dans un écoulement de convection naturelle on va prendre $\rho = \rho_0$ sauf dans le terme de gravité ($-\rho g$). Un fluide devient compressible dans le cas où la densité se change en fonction de la pression, ou un autre paramètre.

Dans tout le cours on s'intéressera uniquement à des liquides qui seront assimilés à des fluides incompressibles ce qui constitue une approximation excellente. Il est parfois possible sans trop d'erreurs d'assimiler les gaz à des fluides incompressibles quand les variations de pression sont faibles tout au long de l'écoulement.

1.3.5 Les écoulements de fluides naturel et forcé

Un écoulement de fluide serait naturel ou forcé, selon la manière dont le mouvement de fluide est lancé. Pour un *écoulement forcé*, un fluide est délogé pour entrer au-dessus d'une surface ou dans un tube par des moyens externes tels qu'une pompe, un ventilateur ou autre. Dans des *écoulements naturels*, n'importe quel mouvement de fluide est dû à des moyens naturels tels

que l'effet de flottabilité, qui se manifeste comme éminence du fluide plus chaud et chute d'un fluide plus froid.

1.4 Couches limites de vitesse et température:

Supposons un fluide circule à une vitesse (v_∞) sur une paroi métallique plane comme illustrée sur la figure 1.6. Cette figure représente le champ de vitesse en [m/s]. Sous l'effet de la viscosité, la surface rigoureuse de la paroi freine quelques particules de fluide et diminue sa vitesse. D'une manière séquentielle, chaque couche de particules freinées aide à freiner encore une fois la couche au voisinage supérieure, jusqu'à où le phénomène de freinage devient négligeable ($v = 0,99 v_\infty$).

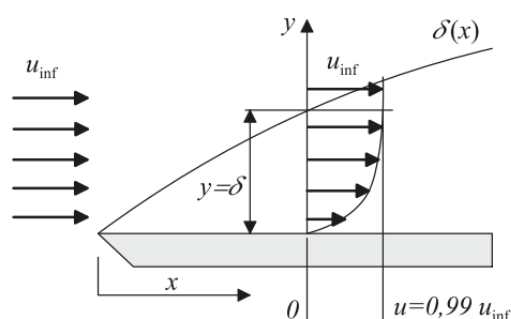


Figure 1.6 Couche limite profile de vitesse [2].

Nous avons vu précédemment que la couche limite hydrodynamique se forme à la présence de l'écoulement et se développe le long de la surface de contact avec le fluide. Par contre, la couche limite thermique ne pas lier au l'écoulement de fluide, elle exige un écart de température entre le fluide et la surface de l'échange thermique.

On garde toujours, l'exemple de l'écoulement de fluide de température (T_∞) sur une plaque de température (T_s) qui est représenté sur la figure 1.7.

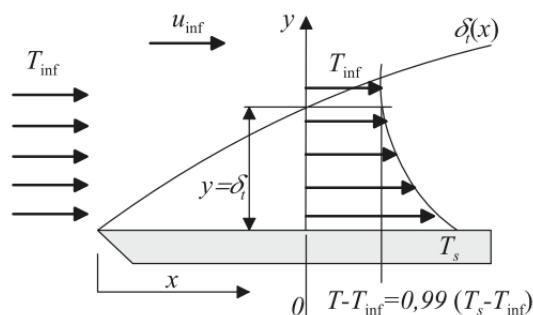


Figure 1.7 Couche limite profile de température [2].

Cette figure représente la distribution de température en $[K]$ et l'illustration de la couche limite thermique. La couche de particules de fluide au voisinage de la surface va prendre sa température (T_s), cette couche se transmet son énergie à la couche adjacente supérieure, ce phénomène provoque un gradient de température qui est appelé *la couche limite thermique* d'une épaisseur (δ_t).

1.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu un aperçu général sur le transfert de chaleur, et ses modes. Ensuite, nous avons mis en lumière la classification des écoulements de fluides. Il est évident de dire que le transfert de chaleur par convection est primordialement lié à la structure de l'écoulement. Alors, la classification des écoulements de fluides joue un rôle fondamental sur le traitement et la modélisation du transfert de chaleur convectif. Nous avons vu, que l'écart de température et les fluctuations de vitesses ainsi que les propriétés thermo physiques de fluide influent encore sur le transfert de chaleur par convection.

Chapitre 2

Solaire thermique et les chauffes-air solaires

Chapitre 2

Solaire thermique et les chauffes-air solaires

Contenu

2.1	Introduction.	12
2.2	Solaire thermique.	13
2.2.1	Technologie solaire thermique à basse température.....	13
2.2.2	Technologie solaire thermique à haute température.....	14
2.3	Fonctionnement technique ou scientifique.....	14
2.3.1	La technologie solaire thermique active.....	15
2.3.2	La technologie solaire thermique passive.....	16
2.4	Enjeux par rapport à l'énergie.....	17
2.4.1	Avantages.....	17
2.4.2	Limites.....	17
2.5	Performances des chauffes-air solaires.	18
2.5.1	L'air, fluide caloporteur.	18
2.5.2	Techniques d'amélioration de performances thermiques des chauffes air solaire.....	18
	a) <i>Insertion de chicanes</i>	18
	b) <i>Rugosité artificielle</i>	19
	c) <i>Formes des Générateurs de vortex</i>	22
	d) <i>Air à double passage</i>	24
2.6	Conclusion.	25

2.1 Introduction

Les capteurs solaires sont des équipements largement utilisés dans la transformation de l'énergie solaire à une énergie électrique (capteurs photovoltaïques) ou calorifique (systèmes de chauffage). Un capteur solaire thermique (*ou capteur solaire, ou capteur hélio-thermique, ou encore panneau solaire*) est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie solaire transmise par rayonnement et la transférer à un fluide caloporteur (gaz ou liquide) sous forme

de chaleur. Cette énergie thermique peut ensuite être utilisée pour le chauffage de bâtiments, pour la production d'eau chaude sanitaire ou encore dans divers procédés industriels comme la chauffe-air solaire par exemple (Figure 2.1). Cette technologie est différente de celle des panneaux photovoltaïques, qui transforment la lumière (les photons) en électricité. Les deux peuvent toutefois être combinées dans des panneaux photovoltaïques et thermiques.

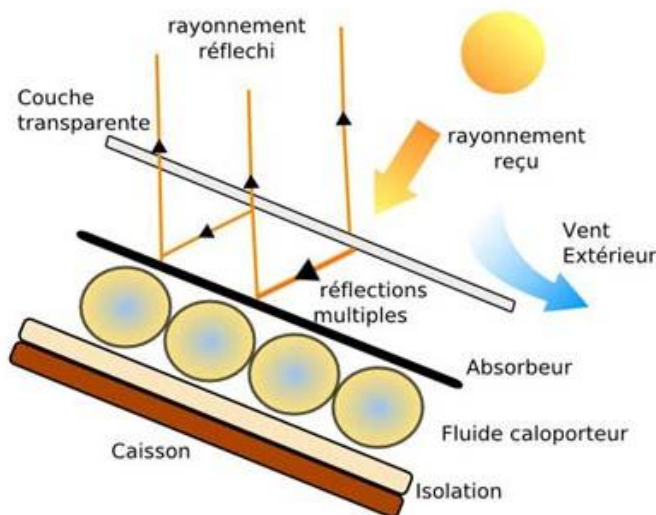


Figure 2.1 Principe de fonctionnement d'un capteur solaire à air [3].

2.2 Solaire thermique

Un système solaire thermique exploite le rayonnement du Soleil afin de le transformer directement en chaleur (énergie calorifique). On distingue trois types de technologies permettant d'exploiter l'énergie solaire thermique :

2.2.1 Technologie solaire thermique à basse température

- **La technologie solaire «active»** : traditionnellement, ce terme désigne les applications à basse et moyenne température. Des capteurs solaires thermiques sont installés sur les toits des bâtiments. Ils sont des dispositifs conçus pour recueillir l'énergie provenant du soleil et la transmettre à un fluide caloporteur. La chaleur est ensuite utilisée afin de produire de l'eau chaude sanitaire ou bien encore chauffer des locaux.
- **La technologie solaire «passive»** : toujours dans le domaine de la basse température, on peut également citer les installations solaires passives. Par opposition aux applications précédentes, celles-ci ne requièrent pas de composants dits actifs (les capteurs solaires). Ces applications reposent sur des concepts de génie civil et

climatique impliquant une architecture adaptée et l'emploi de matériaux spéciaux. L'utilisation passive de l'énergie du Soleil permet de chauffer, d'éclairer ou de climatiser des locaux.

2.2.2 Technologie solaire thermique à haute température

- **La technologie solaire concentrée ou « thermodynamique »** : ce procédé fournit de la chaleur haute température (de 250 à 1 000°C) par concentration du rayonnement solaire. Ce pouvoir calorifique est utilisé pour actionner des turbines à gaz ou à vapeur afin de produire de l'électricité.

2.3 Fonctionnement technique

Les types de panneaux solaires thermiques diffèrent selon la nature du fluide caloporteur qui transporte la chaleur : de l'eau ou de l'air. Les capteurs solaires à eau sont utilisés pour le chauffage et/ou pour produire de l'eau chaude sanitaire. Dans les capteurs thermiques à air, l'air circule et s'échauffe au contact des absorbeurs. Il est ensuite ventilé dans les habitats pour le chauffage.

Les capteurs solaires peuvent également se différencier par leur structure :

- **Les capteurs plans non vitrés** : leur structure est assez simple, puisque composée d'un réseau de tubes plastiques noirs où circule le fluide caloporteur. Ils sont utilisés essentiellement pour le chauffage de l'eau des piscines en été.

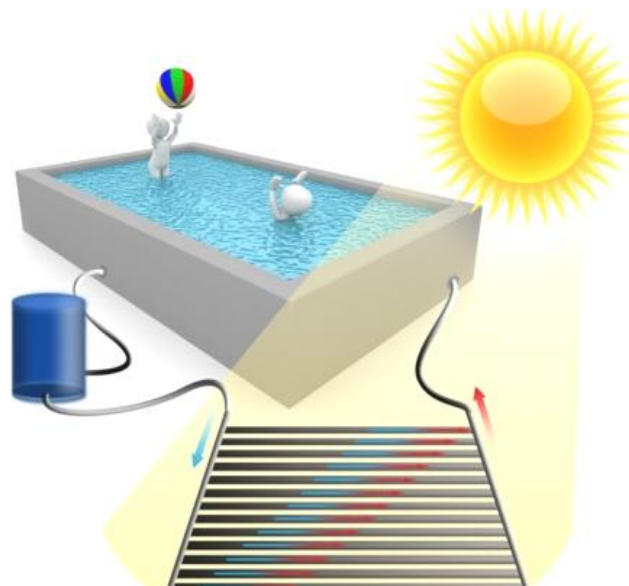


Figure 2.2 Capteur solaire non vitré [3].

- **Les capteurs plans vitrés** : le fluide caloporteur, très souvent de l'eau mélangée à un antigel, passe dans un circuit en serpentin placé derrière une vitre.

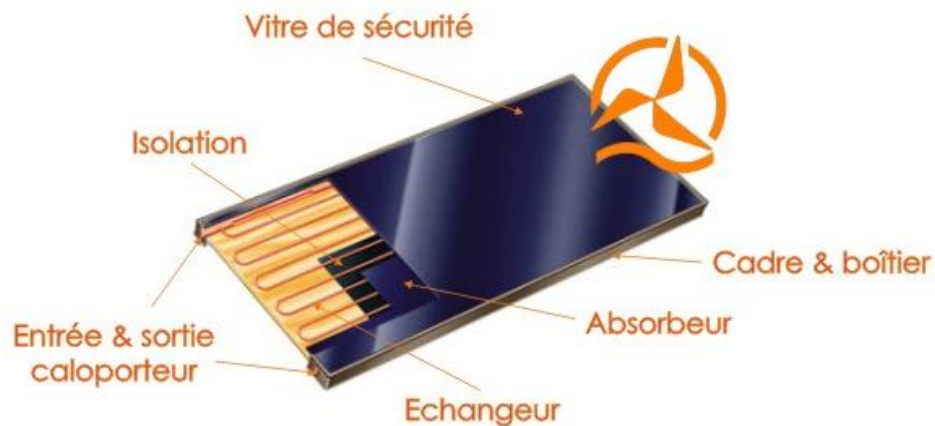


Figure 2.3 Capteur solaire vitré [4].

- **Les capteurs à tubes sous vide** : le fluide caloporteur circule à l'intérieur d'un double tube sous vide. Le principe est le même que pour les capteurs plans vitrés, l'isolation étant simplement assurée par l'absence de molécules d'air (sous vide).

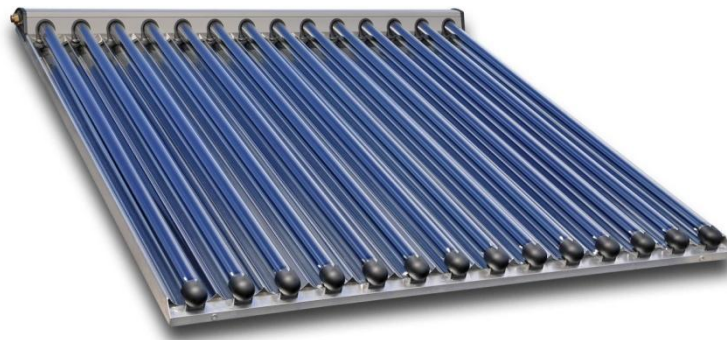


Figure 2.4 Capteur solaire sous vide [4].

2.3.1 La technologie solaire thermique active

Voici quelques exemples d'applications des techniques d'exploitation active de l'énergie solaire [5].

a) La chauffe-eau solaire

Une chauffe-eau solaire fonctionne selon un principe simple : l'énergie du rayonnement solaire est absorbée par des capteurs plans fonctionnant selon le principe de l'effet de serre.

La chaleur emmagasinée est ensuite transportée au sein d'un circuit « primaire » contenant un mélange caloporteur d'eau et d'antigel.

Grâce à un échangeur thermique, le liquide caloporteur contenu dans le circuit primaire transmet son énergie thermique à de l'eau sanitaire contenue dans le réservoir (un « ballon ») d'un second circuit isolé, dit « secondaire ». Le liquide caloporteur refroidi repart ensuite vers les capteurs afin d'être réchauffé. Lorsque l'eau chauffée dans le ballon est utilisée, elle est remplacée par de l'eau froide du réseau, réchauffée selon le même principe.

b) Le plancher solaire

Le plancher solaire utilise le même principe d'extraction de l'énergie thermique que le chauffe-eau. Le fluide caloporteur chauffé à 25-30 °C est ici directement injecté dans un réseau de tubes installés dans le sol des bâtiments. Cette technique éprouvée permet d'économiser jusqu'à la moitié des besoins en énergie de chauffage d'un foyer. Pour fournir un chauffage relativement constant tout au long de la journée malgré l'intermittence du rayonnement solaire, le plancher solaire utilise l'inertie thermique (la capacité de stockage énergétique temporaire) de la dalle en béton.

c) Le rafraîchissement solaire

Paradoxalement, la chaleur du rayonnement solaire peut aussi être utilisée pour rafraîchir un bâtiment. La technique la plus commune consiste à utiliser des capteurs solaires pour fournir de la chaleur qui est dirigée vers une machine à absorption. Cette machine dissocie, par ébullition, une solution d'eau et de bromure de lithium. Après refroidissement, la recombinaison des deux composants produit du froid, par absorption de chaleur. Le froid est ensuite distribué de manière identique à celle de la climatisation classique.

2.3.2 La technologie solaire thermique passive

Généralement, le bâtiment est le principal poste de dépense énergétique. Suivre des règles « d'architecture solaire » (ou architecture bioclimatique) permet de diminuer sensiblement les besoins de chauffage et de climatisation et donc de réaliser des économies d'énergie substantielles. L'utilisation de matériaux à haute efficacité thermique en est une composante principale [5].

Un bâtiment doit être considéré comme un immense capteur solaire dont on peut améliorer le rendement. Il faut prendre en considération les spécificités de son environnement local

(ensoleillement, vents dominants, etc.), afin de maximiser les apports énergétiques solaires, de les stocker et de les répartir.

Le mur Trombe est un exemple des techniques existantes permettant de mettre « passivement » à profit l'énergie solaire. Ce type de mur, parfois utilisé dans le bâtiment, a été conçu par le professeur *Félix Trombe* et l'architecte Jacques Michel dans les années 60, reprenant un concept breveté de la fin du XIX^e siècle. C'est un mur capteur composé d'un bloc de matière à forte inertie (béton, pierre, etc.) qui accumule le rayonnement solaire du jour et le restitue pendant la nuit. Devant cette paroi, on place une vitre pour créer un effet de serre afin de chauffer l'air [3].

2.4 Enjeux par rapport à l'énergie

2.4.1 Avantages

- L'énergie solaire est renouvelable, disponible gratuitement et disponible en quantités colossales à l'échelle humaine. De plus, et contrairement à sa variante thermodynamique, l'énergie thermique classique peut être utilisée dans les régions d'ensoleillement moyen.
- En phase d'exploitation, le processus de production de l'énergie thermique n'a pas d'impact sur l'environnement. Il n'y a pas de rejets de polluants ou de déchets.
- Les technologies de la technologie solaire thermique directe et indirecte sont simples et relativement peu coûteuses. Ce sont des technologies matures d'ores et déjà disponibles sur le marché.
- Il est possible de stocker temporairement la chaleur créée et de les restituer plus tard, pendant la nuit par exemple.
- Les installations thermiques sont adaptées à la majorité des contextes domestiques. C'est-à-dire qu'il est possible de valoriser la chaleur du rayonnement solaire dans tous les lieux, mêmes isolés, à partir du moment où celui-ci est suffisant.

2.4.2 Limites

- La production de chaleur est tributaire des saisons et des climats. De plus, des capacités de chauffage d'appoint restent nécessaires.
- Les technologies thermiques à faible température ne produisent pas d'électricité, et ne peuvent par conséquent pas répondre à ces besoins (mais peuvent satisfaire des besoins de chaleur).

2.5 Performances des chauffes-air solaires

Le rendement de tout système représente le degré d'utilisation des intrants dans le système. Il est nécessaire d'analyser les performances thermiques et hydrauliques d'un réchauffeur d'air solaire pour faire une conception efficace d'un tel type de système. Problèmes de performance thermique avec le processus de transfert de chaleur dans le collecteur et problèmes de performance hydraulique avec chute de pression dans le canal.

2.5.1 L'air, fluide caloporteur

Pour améliorer le rendement de notre capteur solaire à air, compte tenu des faibles caractéristiques thermo physiques du fluide caloporteur qu'est l'air, les experts ont développé sous l'absorbeur en ardoises un réseau d'obstacles ou chicanes, dont la fonction est de rallonger le parcours de l'air plus froid prélevé dans le bas de la pièce, et de le ralentir pour lui laisser le temps d'être plus longuement en contact avec la face chaude de l'absorbeur. Cet air réchauffé sera ensuite réintroduit dans le local en partie haute. Nous avons pu constater une très nette amélioration de l'échange thermique air-ardoise, et d'autant plus si la circulation du fluide se fait en convection forcée à l'aide d'un minuscule ventilateur en partie basse.

2.5.2 Techniques d'amélioration de performances thermiques des chauffes air solaires

a) *Insertion de chicanes*

Dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires à air, K. AOUES et al [6] ont présenté dans cet article, une série de tests expérimentaux menés sur un capteur solaire plan, d'une surface de captation de 1.74 m², conçu au laboratoire et expérimenté dans la région de Biskra. L'installation expérimentale complète comprend la mesure du rayonnement solaire global, la vitesse du vent, le débit d'air et les températures ambiante et de l'air à l'entrée et à la sortie. Afin d'optimiser les performances thermiques, le capteur a été garni dans sa veine d'air dynamique de rugosités artificielles de différentes formes (model-1 et model-2) et différents arrangements (A et B). Le capteur solaire a été orienté face au sud, incliné d'un angle égal à la latitude de Biskra et soumis aux conditions environnementales. Ainsi, cette étude comparative a abouti au choix d'une configuration, parmi les quatre étudiées, permettant d'obtenir le meilleur rendement du capteur.

Une étude numérique a été menée par Sahel et Benzeguir [7] pour étudier les comportements thermo hydrauliques dans une chauffe air solaire. Le canal chauffé est équipé d'une paroi ondulée chauffante supérieure et de chicanes à plaques placées sur la paroi inférieure (Figure

2.5). Les résultats montrent que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds et des valeurs des HSCR (Heating corrugated surface ratio).

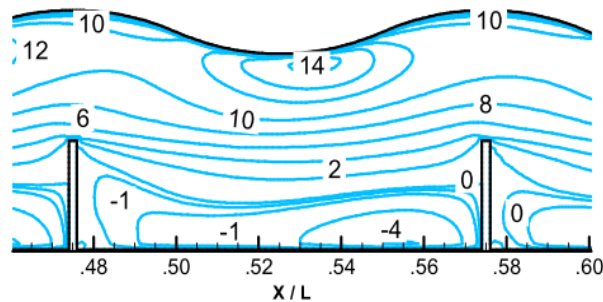


Figure 2.5 Chauffe air solaire muni de chicanes et surface d'absorption ondulée [7].

En général, les valeurs du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt sont plus élevées par rapport aux celles de la paroi simple. Cela est dû à la modification des caractéristiques d'écoulement en raison des formes de la paroi ondulée et de chicanes qui provoquent une séparation d'écoulement, rattachements et génération de zones de recirculation. Le cas où $HSCR = 0,5$ représente un meilleur taux de transfert de chaleur qui varie de 2 à 6,8 fois en fonction du nombre de Reynolds. Cependant, cette augmentation de transfert de chaleur a associé des pertes de charge de 3 à 15 fois par rapport au canal lisse. Le cas de $HSCR = 0,5$ évoque un meilleur coefficient de performance thermo hydraulique (η) d'environ de 2,7 correspond du nombre de Reynolds le plus élevé.

b) La rugosité artificielle

A. LABED et al [8] ont mené des travaux expérimental et théorique afin d'améliorer les performances du capteur solaire plan à air en introduisant un nouveau modèle rugosité artificielle.

Dans leur étude, ils ont présenté les résultats expérimentaux relatifs aux expériences menées sur des capteurs solaires plans à air. En premier lieu, ils ont décrit les différentes configurations étudiées. De ce fait, ils ont opté à combiner trois solutions technologiques, à savoir :

- Introduire différentes géométries de rugosités dans la veine d'air mobile,
- Inverser le sens de l'écoulement de l'air dans le capteur.

Faire circuler le fluide caloporteur de part et d'autre de la plaque d'acier inférieure 'double passage'. En deuxième phase, nous exposons les résultats qui traduisent l'influence des différentes solutions technologiques proposées sur les performances thermiques et la consommation électrique d'un capteur solaire en comparant les rendements thermiques et les pertes de charge pour tous les cas étudiés.

Une étude numérique a été effectuée par Srivastava et al [9] afin de comparer des types dissemblables de rugosité aux générateurs de vortex (GV) répétées : forme d'arc avec espace et forme en V avec espace sur la plaque absorbante de la chauffe air solaire ayant une forme et une taille similaires fonctionnant dans des conditions aux limites identiques (Figure 2.6).

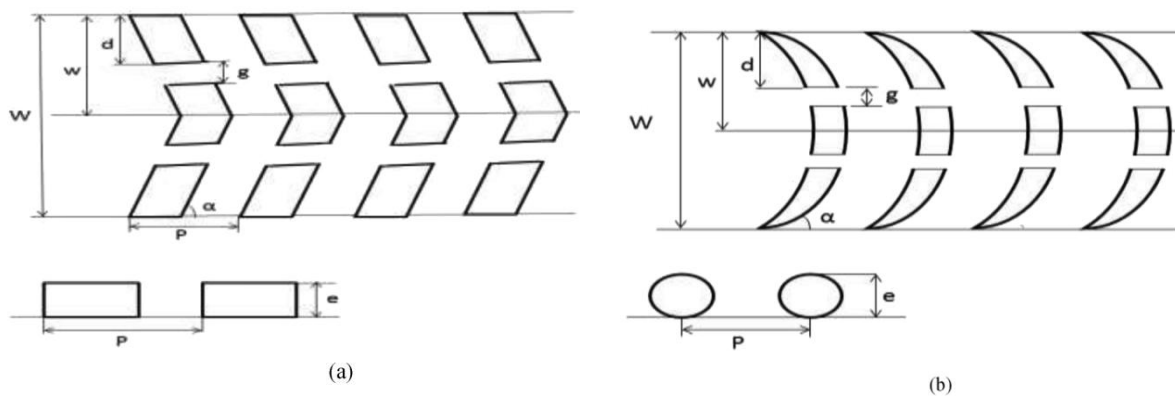


Figure 2.6 Rugosité de forme (a) V et (b) Arc [9].

L'écart relative (g/e) est 1, la hauteur de la rugosité relative égal à 0,04, le pas de la rugosité relative égal à 10, alors que $p/P = 0,65$, $d/W = 0,69$, l'angle d'attaque $\alpha = 60^\circ$, le flux de chaleur 1000 W/m^2 . La simulation numérique a été réalisées avec ANSYS CFD pour dans la plage du nombre de Reynolds qui varie de 3000 à 15000. Les résultats ont été validés par des études expérimentales. Les GV en forme V ont une pénalité de perte par frottement maximale de 4,05 et une amélioration du nombre de Nusselt de 3,4 à $Re = 3000$ comparativement au canal lisse. Les GV en forme d'arc ont une pénalité de perte par frottement maximale de 3,94 et une amélioration du nombre de Nusselt de 2,4 pour $Re = 15000$. Le coefficient de performance thermo hydraulique (η) maximal pour les formes V et arc sont respectivement attendent 2,21 et 1,5 à $Re = 3000$.

Une étude expérimentale a été menée par Ghrtilahre et al [10] pour examiner le transfert de chaleur et les performances thermiques du CAS rugueux en forme d'arc en utilisant

l'écoulement d'air en amont et en aval sur la plaque absorbante. Ils ont conclu que la disposition de la rugosité en forme d'arc augmente les performances thermiques du CAS (Figures 2.7 et 2.8).



Figure 2.7 Expérience de Ghritlahre et al [10].

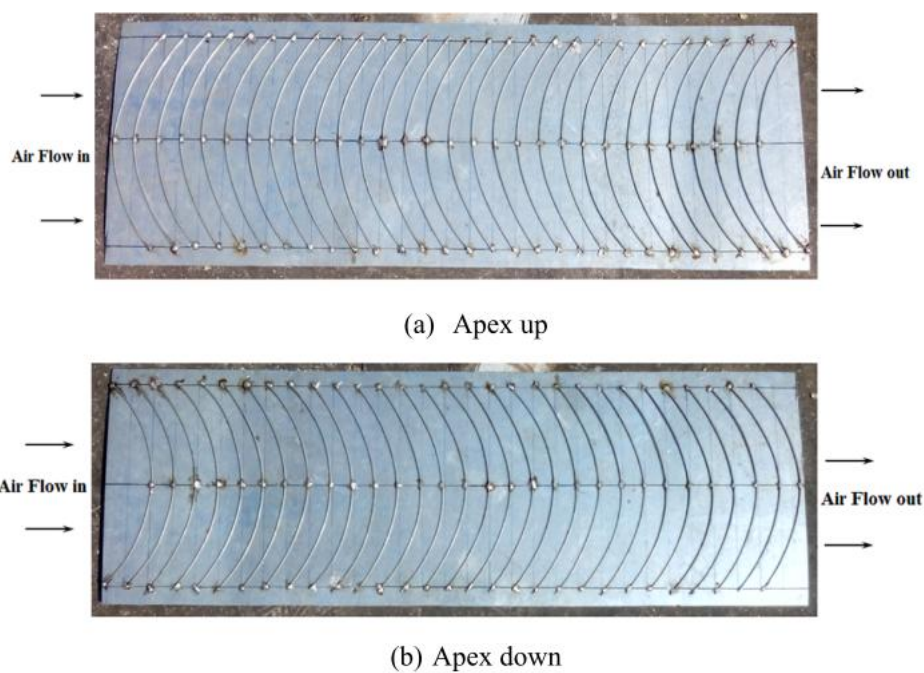


Figure 2.8 Rugosité artificielle élaboré par Ghritlahre et al [10].

L'efficacité thermique a été examinée dans la plage de débit massique comprise entre 0,007 et 0,022 kg/s. Sur la base des résultats, ils ont tiré les conclusions suivantes :

- L'efficacité thermique augmente et la différence de température diminue avec l'augmentation du débit massique.
- La différence de température maximale obtenue est de 14,9°C et 13,8°C pour l'écoulement sur l'arc en amont et en aval à 0,007 kg/s.
- Les pourcentages de l'efficacité thermique maximale de la rugosité en forme d'arc en amont et en aval 73,2 % et 69,4 % respectivement, pour un débit massique de 0,022 kg/s.
- L'amélioration moyenne du coefficient d'échange thermique pour le sommet de l'arc en aval atteinte 33,2 % comparativement avec celle en amont.

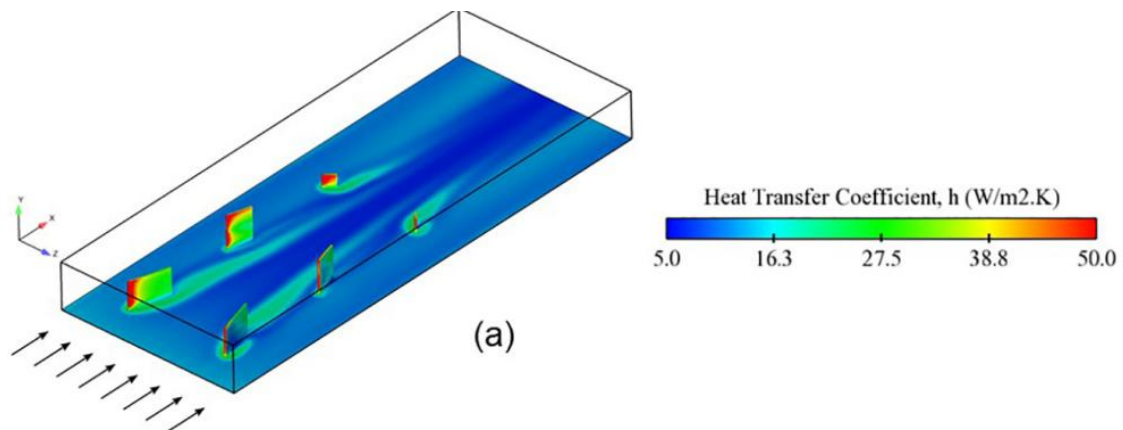


Figure 2.9 Effet des GV sur la performance thermique du CAS [11].

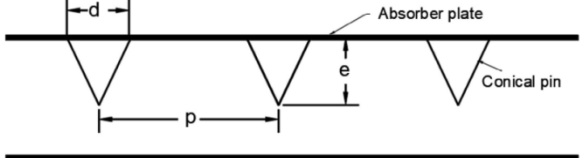
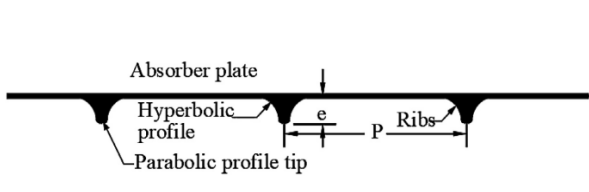
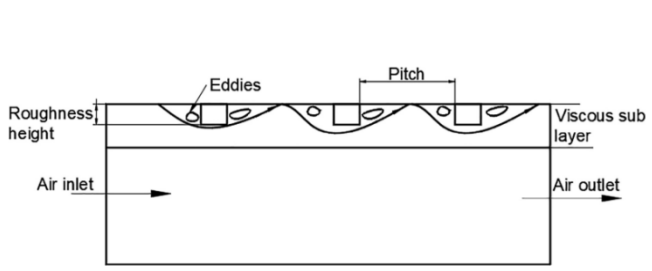
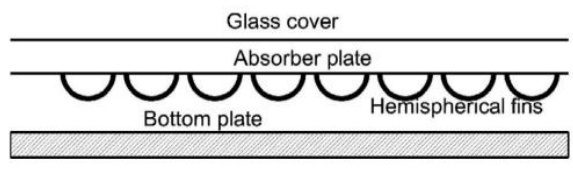
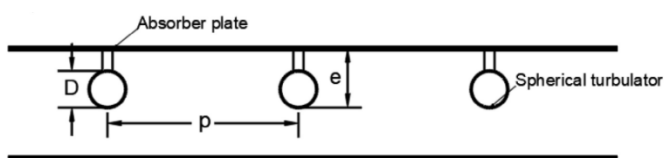
Certainement, la présence des GV dans les chauffes air solaires aide à augmenter le coefficient d'échange thermique. Les GV aident à interrompre l'apparition des couches limites thermique et hydrodynamique, ils génèrent les zones de turbulence due au phénomène de blocage de l'écoulement. Dans ces conditions (Figure 2.9), l'intensité de la turbulence élevée et les fluctuations de vitesse près de la paroi augmentent les coefficients d'échange thermique local [11].

c) Formes des générateurs de vortex (GVs)

Le mouvement de l'air à l'intérieur du dispositif de chauffage solaire de l'air forme le laminaire couche visqueuse attachée à la plaque absorbante qui résiste à l'échange d'énergie

entre la plaque et le fluide de contact à proximité. Le coefficient de transfert de chaleur basé sur la convection entre la plaque absorbante et l'air à l'intérieur du passage est faible et entraîne une mauvaise efficacité du chauffage l'air.

Tableau 2.1 Quelques formes de GV's.

Auteur	Configuration	description
Gilani et al [12]		Forme triangulaire
Manjunath et al [13]		Forme parabolique
Prasad et al [14]		Forme carrée
Chabane [15]		Forme semi circulaire
Manjunath et al [16]		Forme sphérique avec gorge

Les pays tropicaux bien que bénéficiant d'un bon ensoleillement, en raison de la variation des intensités quotidiennes et saisonnières, il est toujours nécessaire pour faire fonctionner le chauffe-air solaire aux performances améliorées. La plupart des pays non tropicaux reçoivent toujours un ensoleillement déficitaire. Ces facteurs ont motivé les chercheurs à utiliser des

méthodes d'augmentation de la chaleur pour améliorer les performances thermiques des aérothermes solaires.

Les performances des aérothermes solaires dépendent de différents paramètres comme intensité du rayonnement solaire, convection entre la surface de l'absorbeur et l'air, les pertes de la plaque absorbante, etc. Les auteurs se sont concentrés sur un ou plusieurs problèmes et la conception modifiée pour améliorer la performance des CASs. La forme des générateurs de vortex (GVs) peut répondre aux quelques besoins techniques mentionnés précédemment. Le tableau 2.1 récapitule quelques formes des GVs les plus disponibles de la littérature.

d) Air à double passage



Figure 2.10 CAS à double passage [17].

Une étude expérimentale sur les performances d'une chauffe air solaire à double passage ayant un nouvel absorbeur conçu a été réalisée par Saleh et al [17]. Le nouvel absorbeur de la CAS est construit à partir de tubes en aluminium conducteurs adjacents les uns aux autres et installés dans le même sens que l'air circulant à l'intérieur de la CAS (Figures 2.10 et 2.11). Cette conception est appelée TSAH (*Tubular Solar Air Heater*) qu'a été étudiée pour différents débits massiques d'air à l'intérieur de la CAS. De plus, il est comparé aux performances de la CAS à plaque plate (FSAH) ayant les mêmes dimensions et matériaux que le TSAH, à l'exception de la conception de l'absorbeur. Les résultats indiquent que le TSAH atteint une augmentation maximale de la température de l'air plus de 6 °C par rapport au FSAH à 0,025 kg/s. L'efficacité du TSAH est supérieure à l'efficacité du FSAH d'environ

19,4 %, 21 % et 40,3 %, à un débit d'air d'admission de 0,075 kg/s, 0,05 kg/s et 0,025 kg/s, respectivement. La température de l'air à la sortie et la perte d'énergie thermique supérieure du TSAH diminuent avec l'augmentation du débit massique d'air, tandis que son efficacité, sa production d'énergie et sa chute de pression augmentent. De plus, l'efficacité du TSAH en cas de double passage d'air est supérieure à celle d'un seul passage d'air. Malgré la chute de pression de la TSAH est supérieure à la chute de pression de la FSAH, mais sa valeur est très faible pour avoir un impact sur le gain d'énergie thermique net de la TSAH. Les performances conçues de la TSAH sont supérieures aux performances de la FSAH.

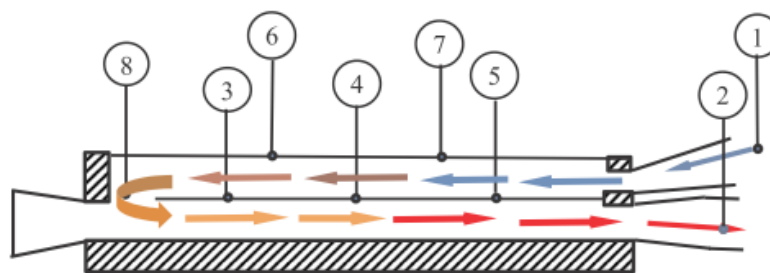


Figure 2.11 Emplacement des thermocouples dans un CAS à double passes [17].

2.6 Conclusion

Les collecteurs d'air solaires ont été largement utilisés dans divers applications industrielles et agricoles. L'amélioration des performances thermiques de la chauffe air solaire reste une tâche difficile pour les experts. Le taux de transfert de chaleur entre le fluide et la plaque absorbante repose sur la valeur du coefficient de transfert de chaleur qui reste faible due aux propriétés thermo physiques de l'air.

Avec cette intention d'augmenter le coefficient de transfert de chaleur à l'esprit, divers chercheurs ont mené des tests en induisant artificiellement des promoteurs de turbulence qui sont appelés « GV's, chicanes, nervures, obstacles... ». Quelques conclusions sur la performance des CASs sont résumées comme suit :

- La surface d'absorption est le premier paramètre qui influe sur le taux d'absorption des CASs.
- La forme des GV's joue un rôle primordial sur la conception des CASs.
- Les chicanes ou les GV's aident à détruire la formation des couches limites thermique et hydrodynamique.

Chapitre 3

Simulation numérique des comportements
thermo hydrauliques d'une chauffe-air
solaire

Chapitre 3

Simulation numérique des comportements thermo hydrauliques d'une chauffe-air solaire

Contenu

3.1	Introduction et définition de problème.....	26
3.2	Modèle mathématique.....	27
3.2.1	Equations gouvernantes.....	27
3.2.2	Paramètres gouvernants.....	28
3.2.3	Hypothèses.....	29
3.2.4	Conditions aux limites.....	29
3.3	Model numérique.....	30
3.4	Résultats et discussion.....	31
3.4.1	Contours de vitesses.....	32
3.4.2	Contours de température.....	32
3.4.3	L'énergie cinétique turbulente (k).....	36
3.4.4	L'énergie de dissipation (ϵ).....	37
3.4.5	Nombre de Nusselt.....	38
3.4.6	Coefficient de frottement.....	39
3.5	Conclusion.....	40

3.1 Introduction et définition de problème

Le problème résolu dans ce travail représente une chauffe air solaire muni des générateurs de vortex (*GVs*). Comme illustré sur la figure 3.1, la chauffe air solaire a été étudiée en tant qu'un canal bidimensionnel (2D), elle a une hauteur et une longueur noter H et L_T respectivement. La longueur L_T a été divisée en trois parties : une longueur d'entrée (L_1) qu'a été utilisé pour maintenir le développement de la couche limite et l'écoulement, la longueur utile (L_2) dont il existe le domaine numérique, la longueur de sortie (L_3) est maintenue pour éviter le phénomène d'inversion de l'écoulement (reversed flow).

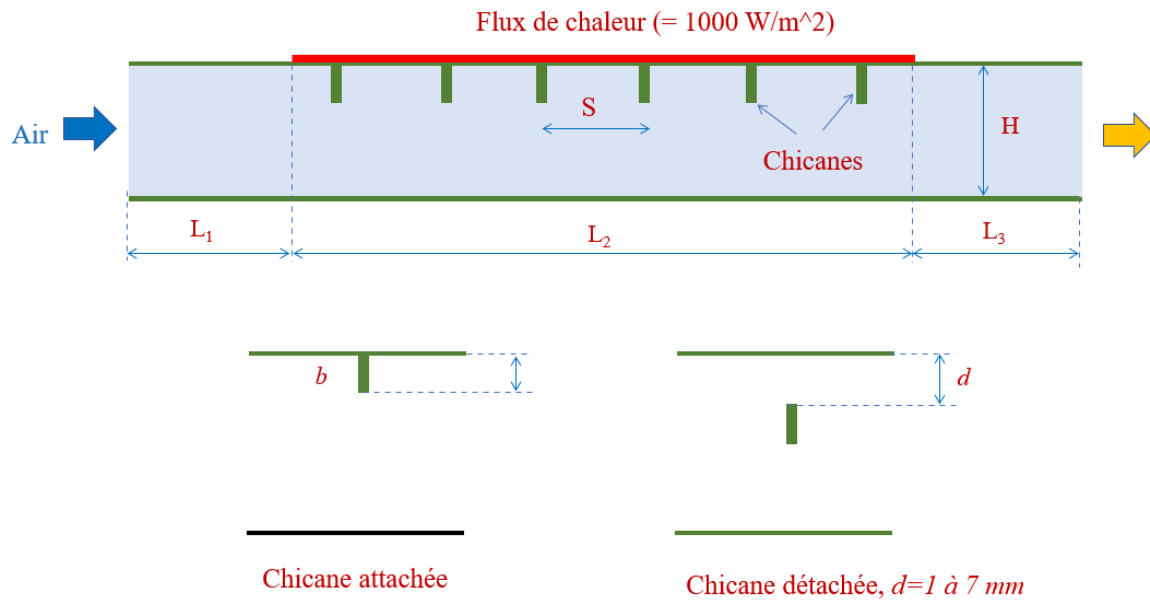


Figure 3.1 Configurations de la chauffe air solaire chicanée.

Les deux longueurs d'entrée (L_1) et de sortie (L_3) ont été choisies de manière à assurer à la fois un écoulement développé à l'entrée et un bon mélange du fluide caloporteur (l'air) à la sortie. La partie utile de la conduite (domaine numérique) comporte des générateurs de vortex de forme rectangulaire (chicanes), afin d'assurer un bon échange thermique entre l'absorbeur et l'air. La hauteur de la rugosité est notée (b) et son épaisseur est (e). La distance entre deux chicanes successives désigne le pas entre deux chicanes successives, il est noté S . La distanciation de chicanes par rapport à la paroi d'absorbeur (d) est varié de 0 (chicanes attachée) à 7 mm. Le tableau 3.1 récapitule toutes les dimensions de la chauffe air solaire.

Tableau 3.1 Dimensions de la chauffe air solaire chicanée.

Configurations	H	S	L_1	L_2	L_3	b
Dimensions (mm)	20	30	225	275	121	3

3.2 Model mathématique

3.2.1 Equations gouvernantes

Les équations générales de bilans de masse et de quantité de mouvement d'énergie pour un modèle physique s'écrivent :

Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Équation de quantité de mouvement

Quantité de mouvement suivant Ox :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

Quantité de mouvement suivant Oy :

$$\rho \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + u \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

Équation de l'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

Le model de turbulence k-ε RNG est le modèle utilisé dans ce mémoire pour résoudre le problème de fermeture de systèmes des équations.

3.2.2 Paramètres gouvernants

L'objectif de la présente étude est de caractériser l'écoulement de fluide et du transfert de chaleur à l'intérieur des canaux tubulaires équipés de chicanes. Ainsi, certains paramètres qui doivent être déterminés comme suit :

Le nombre de Reynolds est déterminé dans le diamètre hydraulique (D_h) comme suit :

$$Re = \frac{U D_h}{\nu} \quad (3.5)$$

Coefficient de frottement (f):

$$f = \frac{2}{(L/D)} \frac{\Delta p}{\rho U^2} \quad (3.6)$$

Où, Δp est la différence de pression entre les sections de tube d'entrée et de sortie. Sous la température constante sur les parois des canaux, l'air circule et transporte la chaleur résultant du mode de transfert de chaleur par convection. Ainsi, on peut supposer que le taux de

transfert de chaleur est similaire à la perte de chaleur de la section analysée et il peut être déterminé comme suit :

$$Q_{air} = Q_{conv} \quad (3.7)$$

Flux de chaleur (Q_{air}):

$$Q_{air} = m C_{p,air} T_o - T_b \quad (3.8)$$

Flux de chaleur par convection (Q_{conv}):

$$Q_{conv} = h A T_w - T_b \quad (3.9)$$

Ainsi, l'égalité entre les dernières équations donne l'expression du coefficient moyen de transfert de chaleur (h) comme suit :

$$h = \frac{m C_{p,air}}{A} \frac{T_o - T_b}{T_w - T_b} \quad (3.10)$$

Où, T_w est la température moyenne de la paroi, T_o est la température moyenne de sortie.

$$T_b = \frac{T_o + T_i}{2} \quad (3.11)$$

Où, T_i est la température moyenne d'entrée.

Nombre Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (3.12)$$

3.2.3 Hypothèses

- Le fluide est incompressible.
- Fluide Newtonien, μ (viscosité)=cste
- Les propriétés physiques de l'écoulement sont constantes.
- Écoulement permanent $\frac{\partial}{\partial t} = 0$.
- Ecoulement deux dimension $\frac{\partial}{\partial z} = 0$ et $w=0$.
- On néglige les forces de champ (la pesanteur $g=0$).

3.2.4 Conditions aux limites

- 1) Entrée : $u=1.82-6.73$ m/s, $v=0$ m/s, $T = 300$ K.
- 2) Sortie : Les conditions de sortie sont imposées $p=p_{atm}$
- 3) Parois : $U=V=0$ et $\phi=0W/m^2$ (isolée)

- 4) Paroi de la plaque absorbante : $u = v = 0$ m/s, $\Phi = 1000$ W/m² (flux de chaleur).

3.3 Model numérique

Le logiciel COMSOL Multiphysics est un outil de simulation numérique, basé sur la méthode des éléments finis permettent de traiter de nombreux problèmes grâce à sa banque intégrée d'équations physiques très variées. Dans ce mémoire, l'interface « No iso thermal flow » est utilisé pour résoudre l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur par convection dans la chauffe air solaire muni des obstacles.

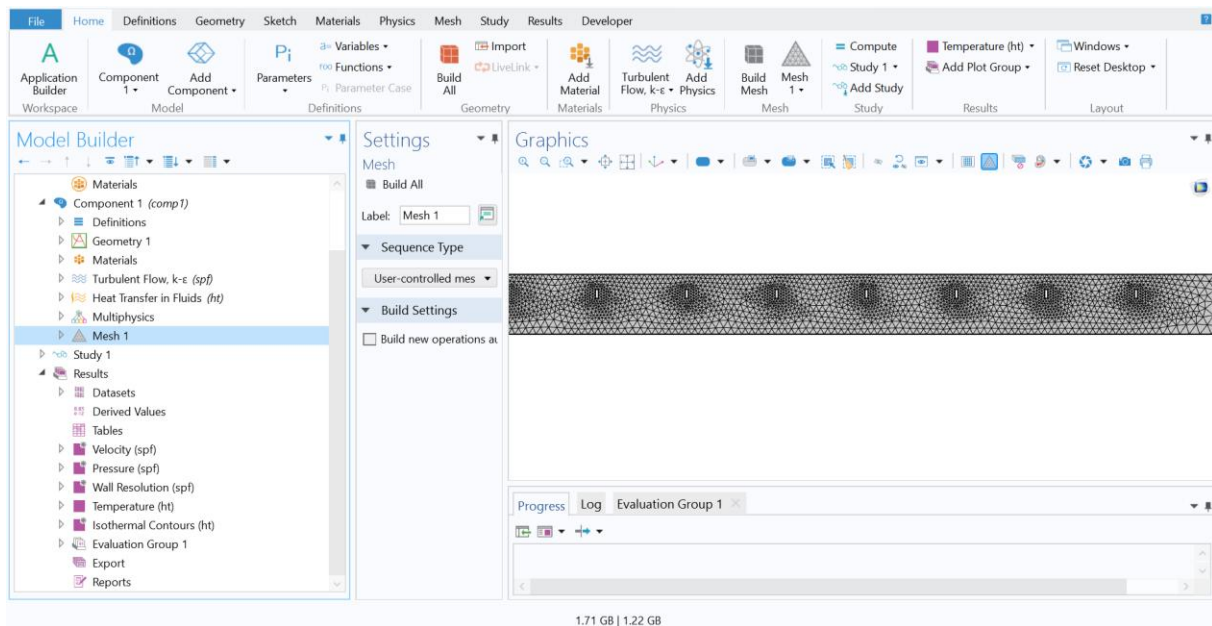


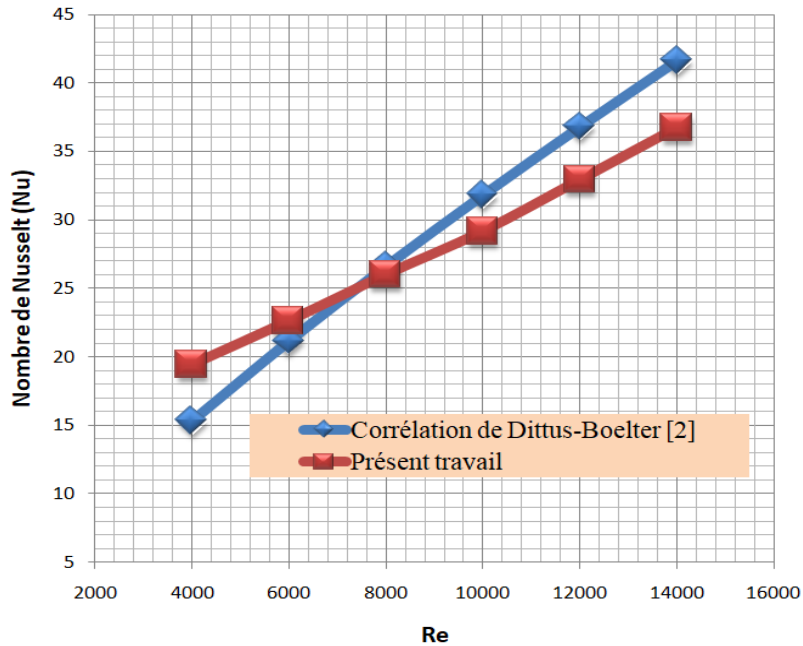
Figure 3.2 Interface du Comsol 6.

La figure 3.2 représente un aperçu général sur l'interface du Comsol 6 et le maillage des domaines numériques. Comme montré sur cette figure, le maillage utilisé est de type tétraédrique raffiné près des obstacles.

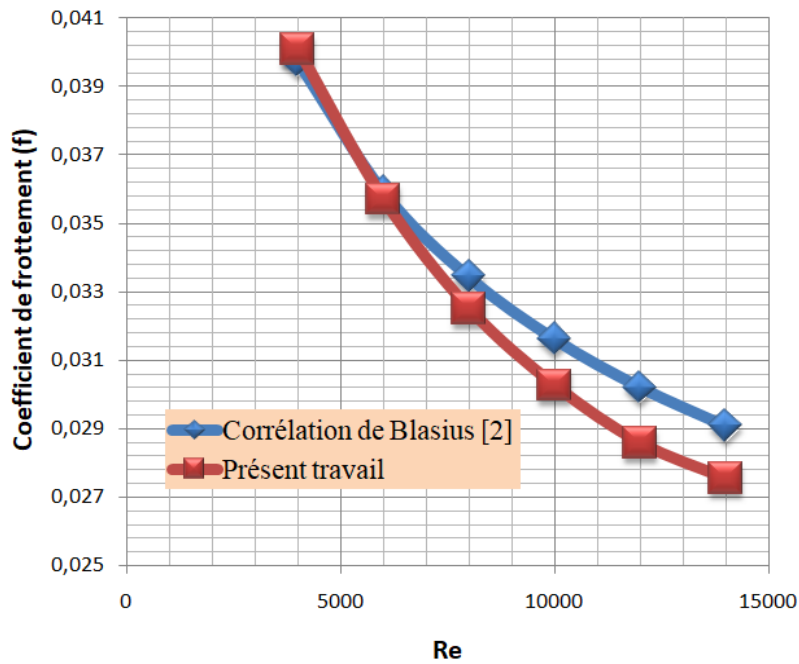
La chauffe air solaire est un équipement largement utilisé pour des applications domestique et agricole. Dans ce mémoire, nous allons essayer d'augmenter la performance thermo hydrodynamique de la chauffe air solaire en utilisant des obstacles. Où, la présence des obstacles à l'intérieure des CASs aide à interrompre l'apparition des couches limites thermique et hydrodynamique, à intensifier la turbulence, et par conséquence, les obstacles augmentent le coefficient d'échange thermique.

3.4 Résultats et discussion

Les corrélations suivantes (eq.3.13 et 3.14) permettent de la prédiction du nombre de Nusselt et de coefficient de frottement respectivement pour la configuration du canal lisse (sans chicanes) [2].



a) Nombre de Nusselt



b) Coefficient de frottement

Fig 3.3 Validation de résultats.

Pour le tube simple, les figures 3.3-a et b montrent une comparaison des nombres de Nusselt et de coefficient de frottement, respectivement. Comme représenté sur cette figure, un accord satisfaisant est trouvé. Des décalages abordables de 12% et 14% ont été observés lors de la comparaison entre les résultats du Nombre de Nusselt et le coefficient de frottement, respectivement.

Corrélation de Dittus-Boelter [2]

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.13)$$

Corrélation de Blasius [2]

$$f = 0.0316 Re^{-0.25} \quad (3.14)$$

3.4.1 Contours de vitesses

La figure 3.4 illustre la distribution de la vitesse pour les différentes configurations ($d=0$ à 7mm). Il est visible que la présence de chicane attachées sur la paroi absorbante provoque la formation des zones de recirculation à faibles vitesses derrière les chicanes. Ce phénomène est dû à la séparation de l'écoulement à l'extrémité de chicanes. Par contre, les chicanes détachées ($d=1$ à 7 mm) permettent de l'écoulement à passer entre les chicanes et la paroi absorbante à une intensité de turbulence élevée. Comme conséquence, l'augmentation de l'intensité de turbulence et les fluctuations de vitesses près de la paroi aident à améliorer les coefficients d'échange thermique des chauffe air solaires. Au passage de chicane, l'écoulement se sépare en trois zones ; deux zones de re-attachement dans une structure symétrique par rapport à la chicane, ces deux zones représentent la partie la plus forte où la vitesse est plus élevée. Et une troisième zone derrière la chicane, qu'elle représente une région à faible vitesse due à la recirculation de fluide.

3.4.2 Contours de température

Il est largement connu qu'il existe une relation proportionnelle entre la vitesse et la formation des points chauds où le phénomène de transfert de chaleur par convection dépend généralement de la vitesse de fluide. La présence de chicanes augmente le transfert thermique en produisant des fluctuations de vitesses et d'une élimination remarquable des zones de recirculation. Comparativement aux contours de vitesses et de températures, les zones de

recirculations à faible vitesses provoquent directement des zones à une température élevée (points chauds).

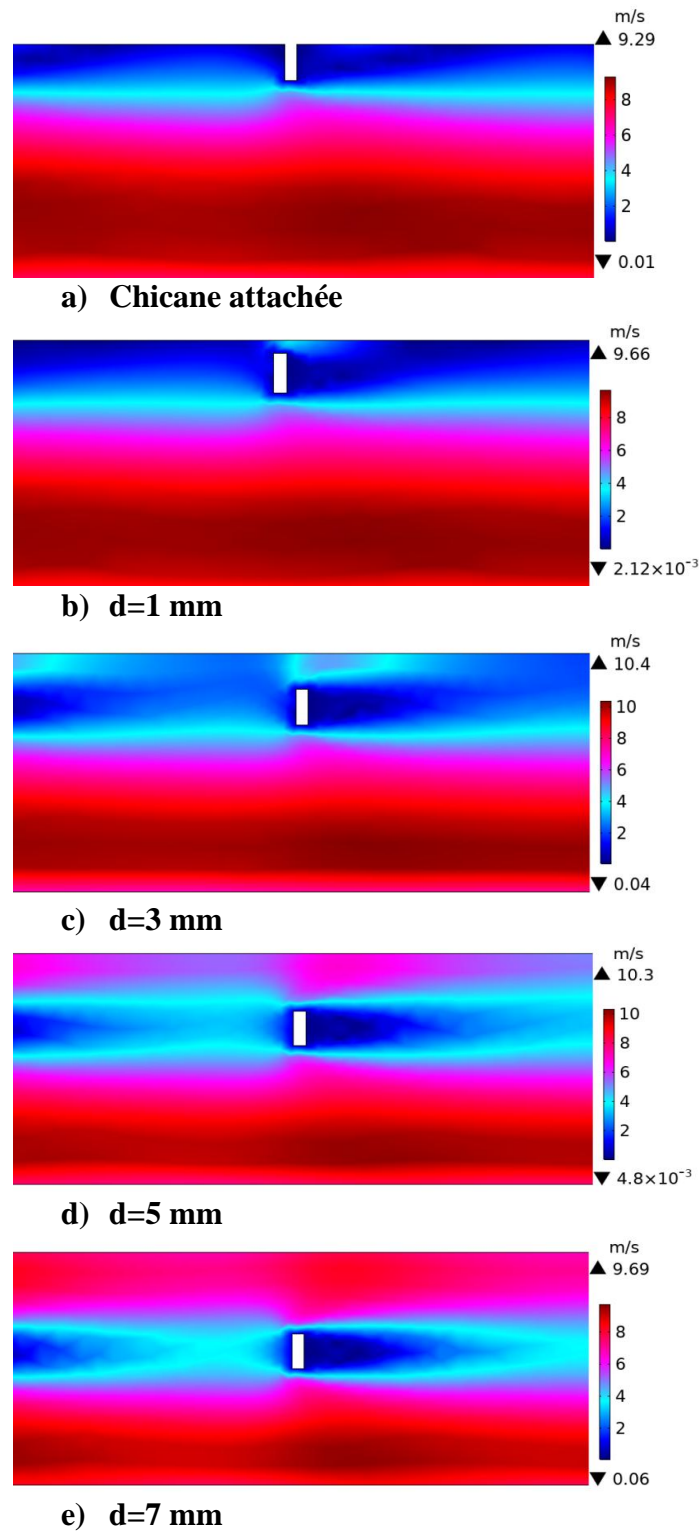


Figure 3.4 Contours de vitesses.

Comme nous avons discuté sur les contours des vitesses sur la formation des trois zones de fluides, thermiquement, ces dernières provoquent aussi trois zones. Deux zones à faible gradient de température, ce qu'elles montrent un bon coefficient d'échange thermique. La troisième zone où sa température est très élevée représente un phénomène indésirable, il s'agit de la formation des points chauds derrière les chicanes.

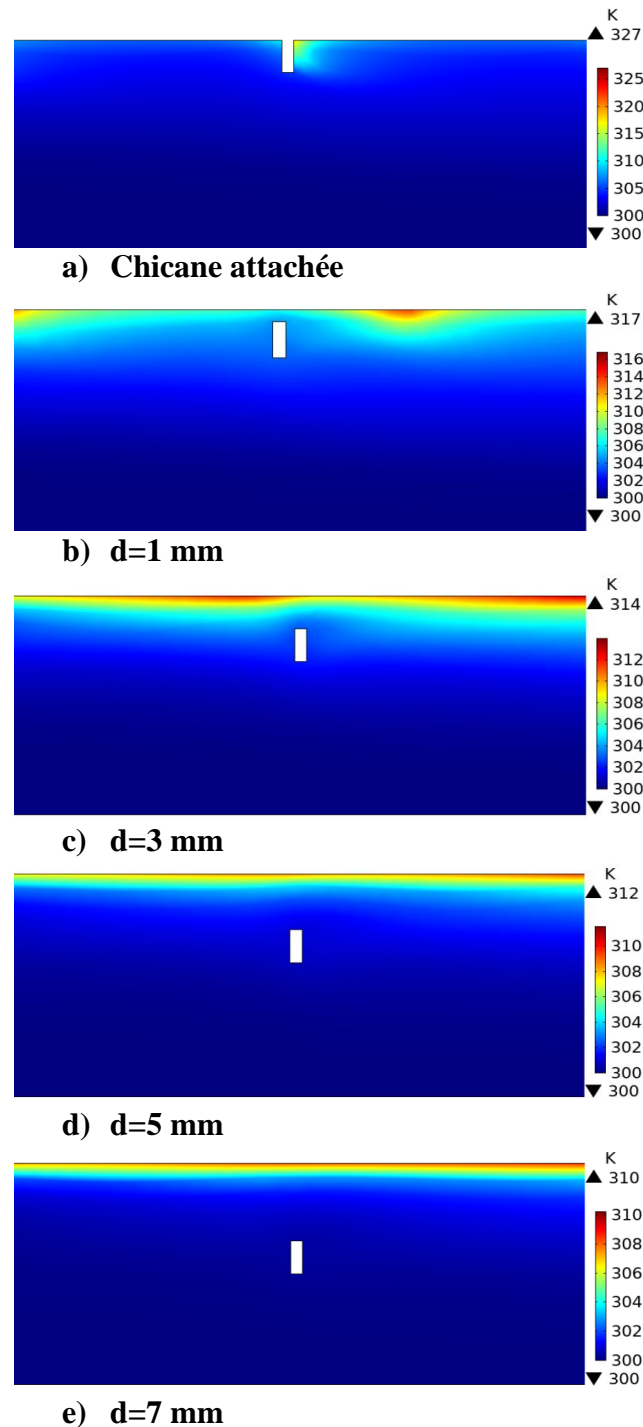


Figure 3. 5 Contours de températures.

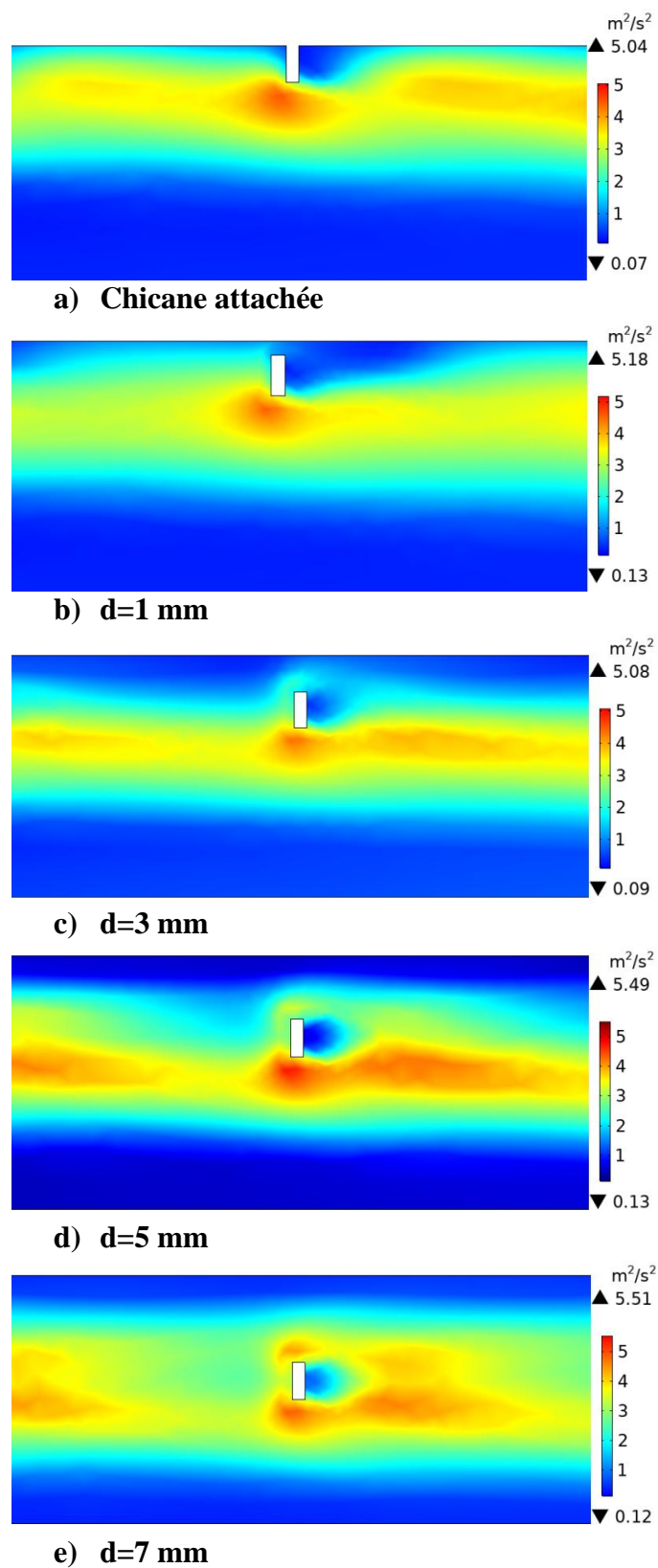


Figure 3.6 Contours de l'énergie cinétique turbulente (k).

La figure 3.5 montre les contours de températures pour différents arrangements ($d=0$ à 7mm). Quand les valeurs des vitesses augmentent près de la paroi, les gradients de températures se diminuent alors que le contraire est encore juste. En fin, le bon mélange de l'écoulement procède un bon échange thermique par convection.

3.4.3 L'énergie cinétique turbulente (k)

La figure 3.6 montre les contours de l'énergie cinétique turbulente (k) pour les différentes configurations des canaux. Il est clair que le champ de vitesse influe directement sur l'énergie cinétique turbulente. Les zones dont l'énergie cinétique turbulente élevées sont dues à la formation de vortex près de chicanes. Par contre, l'énergie cinétique turbulente faible est située dans les zones où la vitesse de l'écoulement est faible. La figure 3.7 donne un aperçu général sur l'énergie cinétique turbulente maximale en fonction de la configuration (d). Elle montre généralement que l'éloignement de chicanes sur la paroi augmente l'énergie cinétique turbulente.

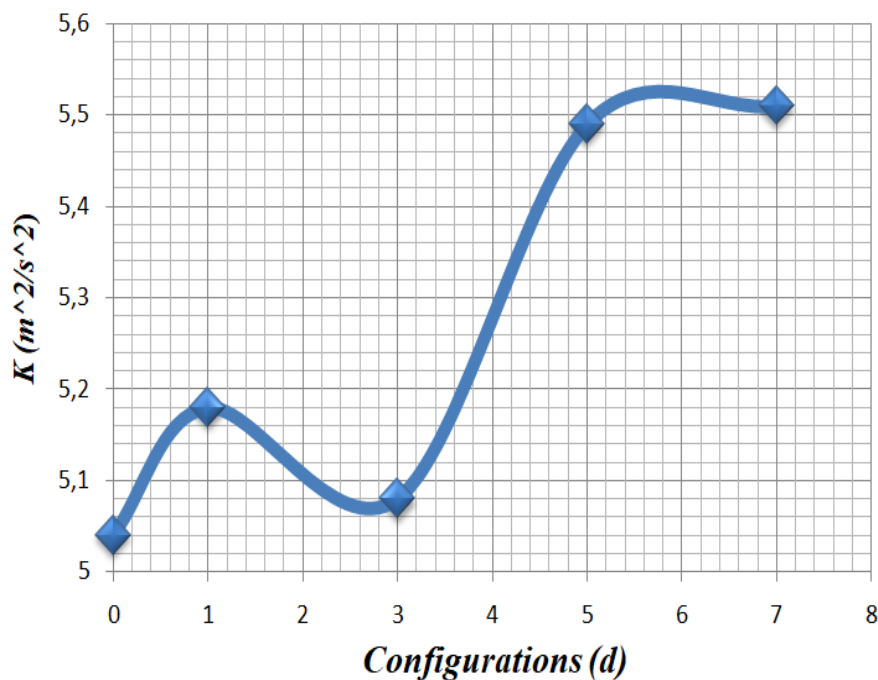


Figure 3.7 Variation de l'énergie cinétique turbulente (k) en fonction de la configuration (d).

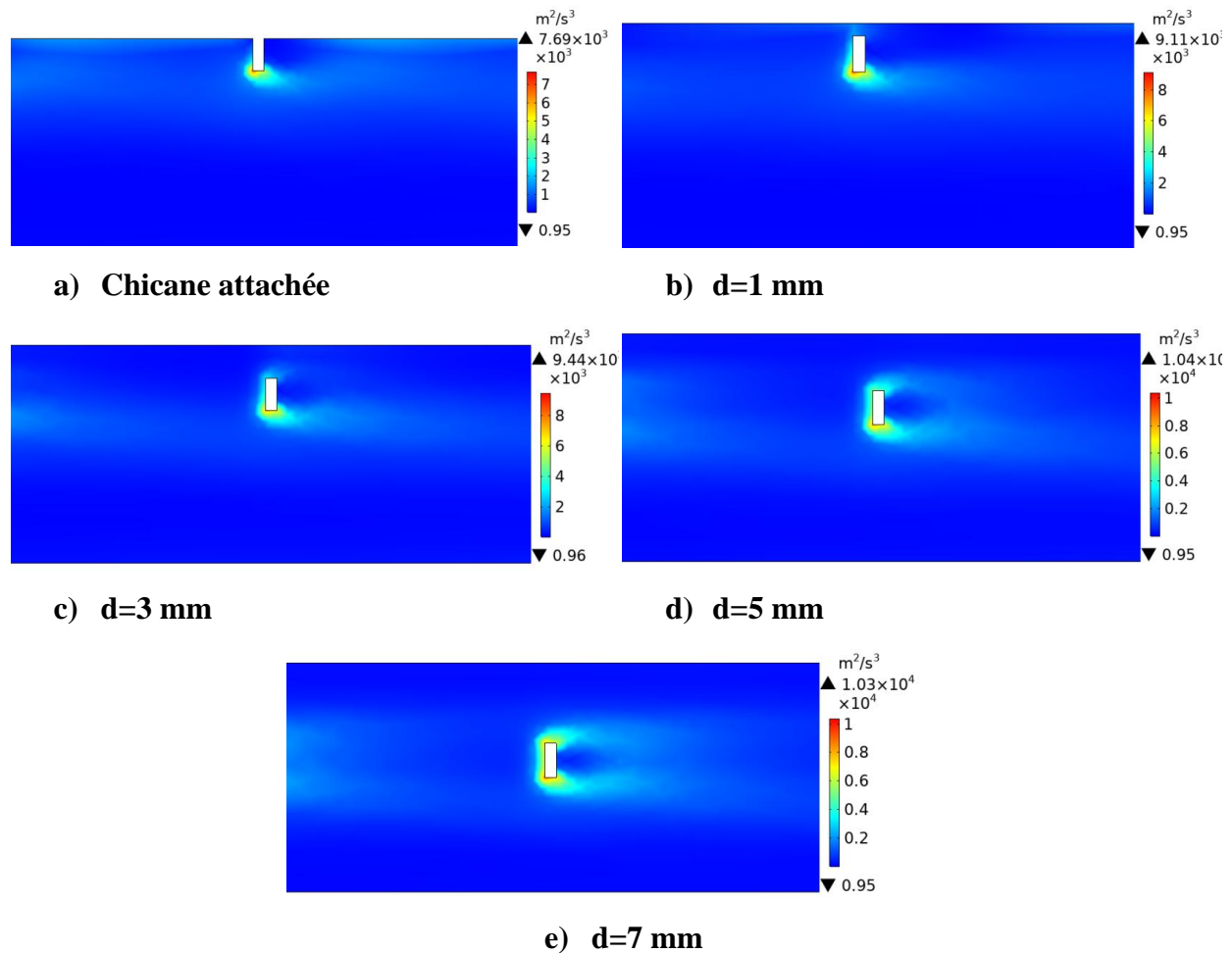


Figure 3.8 Contours de l'énergie de dissipation (ϵ).

3.4.4 L'énergie de dissipation (ϵ)

La figure 3.8 illustre les contours de l'énergie de dissipation (ϵ) pour différents arrangements (d). Dans ces contours, les valeurs de l'énergie de dissipation les plus élevées sont situées près de chicanes ce qu'explique que la génération de vortex et le cisaillement de l'écoulement sont des phénomènes qui sont responsables à la dissipation de l'énergie de l'écoulement principal. Ensuite, l'éloignement de chicanes par rapport la paroi aide à augmenter l'énergie de dissipation. La figure 3.9 montre l'évolution de l'énergie de dissipation en fonction de (d). Cette figure montre que l'emplacement de chicanes au milieu du canal provoque des valeurs élevées de l'énergie de dissipation.

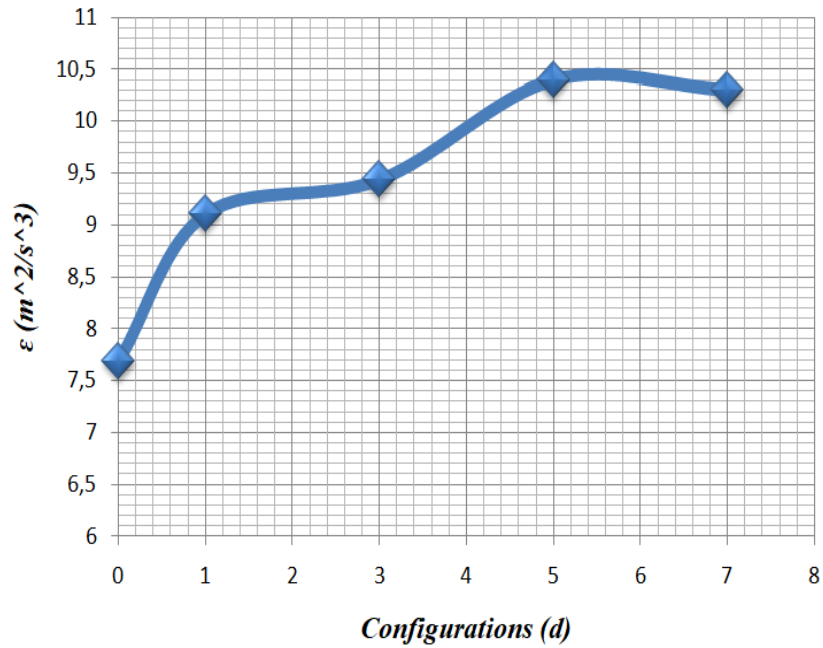


Figure 3.9 Variation de l'énergie de dissipation (ϵ) en fonction de la configuration (d).

3.4.5 Nombre de Nusselt

La figure 3.10 représente la variation du nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re).

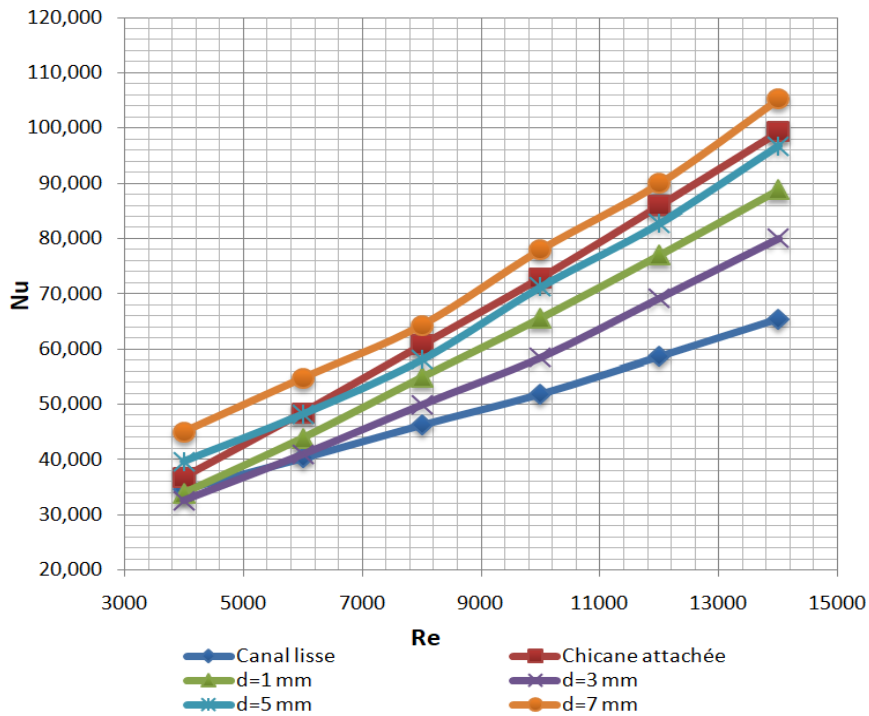


Figure 3.10 Variation de Nu en fonction de Re.

Il est évident de dire que la présence de chicanes augmente le nombre de Nusselt comparativement au celle du canal lisse. Ensuite, le nombre de Nusselt accroître suivant l'élévation du nombre de Reynolds. Ces phénomènes sont dus aux augmentations des forces d'inerties près de la paroi de l'échange thermique.

Pour $Re=14000$ et comparativement par rapport au canal lisse (sans chicanes), le nombre de Nusselt augmente par 50,7% et 63,07% pour la chicane attachée et $d=7\text{mm}$, respectivement. Les autres cas ont été assurés des améliorations des coefficients d'échange thermique variant de 16% à 46%.

3.4.6 Coefficient de frottement

La figure 3.11 représente la variation du coefficient de frottement (f) en fonction du nombre de Reynolds (Re). Cette figure éprouve que la présence de chicanes augmente le coefficient de frottement comparativement au celle du canal lisse. Subséquemment, le coefficient de frottement diminue légèrement suivant l'élévation du nombre de Reynolds. Ces phénomènes sont dus à la diminution de perte de pression le long du canal.

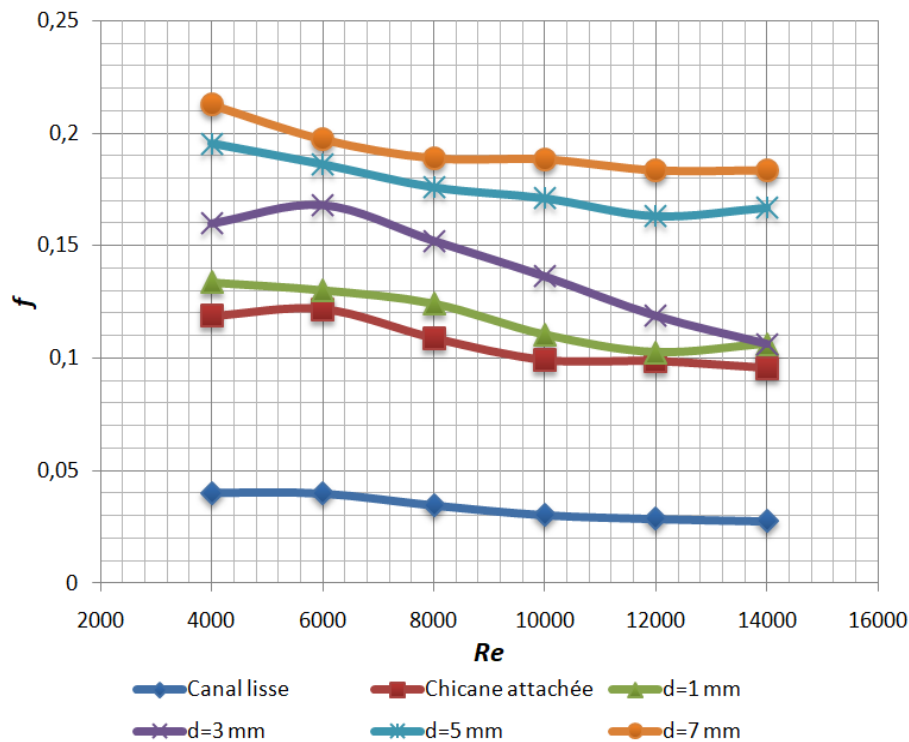


Figure 3.11 Variation de f en fonction de Re .

A $Re=14000$ et comparativement au canal lisse (sans chicanes), le coefficient de frottement augmente par 123,97% et 234,17% pour la chicane attachée et $d=7\text{mm}$, respectivement. Les autres cas ont été assurés des améliorations des coefficients d'échange thermique variant de 129% à 216%. L'augmentation du coefficient de frottement dans le cas chicané est due à la formation des zones de vortex et le changement agressif du sens de l'écoulement.

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié la distanciation de chicanes (d) par rapport à la paroi absorbante sur le comportement thermo hydraulique d'une chauffe air solaire. La simulation a été réalisée à l'aide du logiciel Comsol 6. L'interface « No isothermal flow » a été utilisée pour résoudre les domaines numériques. Quelques remarques ont été tirées et résumées comme suit :

- Le comportement thermo hydraulique est meilleur dans les chauffes air solaires (CASs) chicanées que celles lisses.
- La distanciation (d) de chicanes peut influencer sur l'exécution thermique des CASs. En effet, les pertes de pression encore augmentent dans ce cas.
- La valeur $d=7$ mm a assuré un bon coefficient d'échange thermique de 63,07% comparativement au canal lisse.

Conclusion Générale

Afin d'analyser les comportements thermo hydrauliques d'un chauffe-air solaire muni des générateurs de vortex, une simulation numérique a été réalisée dans ce mémoire à l'aide du logiciel Comsol 6. Les principaux buts de cette étude étaient de mettre en avant l'importance de la distanciation de générateurs de vortex sur la performance thermique et hydrodynamique d'un chauffe-air solaire. Ces évaluations ont été effectuées au début dans une revue bibliographique généralisée, fut à mesure la classification des écoulements de fluides et les modes de transfert thermique. Ainsi, différents modèles mathématiques, physiques et numériques qui peuvent gouverner ces phénomènes dans un chauffe-air solaire ont été encore présentés. Dans la même revue, une estimation a été effectuée sur les différentes configurations géométriques des générateurs de vortex dans les chauffe-air solaires. Des principales conclusions ont été résumées comme suit :

- Le chauffe-air solaire est l'un des systèmes qui peut transformer l'énergie solaire à une énergie calorifique (air chaud).
- La performance d'un chauffe-air solaire basée généralement sur la surface absorbante, et la structure de l'air à l'intérieure du canal.
- La structure de l'air à travers un chauffe-air solaire basée sur le phénomène de la génération de vortex, alors que ce dernier est lié à la configuration des générateurs de vortex.
- L'insertion de chicane (ou GVs), la rugosité de la surface, le rapport d'espacement et de blocage, l'angle d'attaque sont généralement les paramètres considérés pour la conception des chauffe-air solaire.
- Nous avons constaté que la distanciation de générateurs de vortex par rapport à la surface absorbante peut améliorer la performance thermo hydraulique d'un chauffe-air solaire.
- La simulation numérique par le code de calcul Comsol 6 est un outil efficace pour prédire les phénomènes de transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans les canaux chicanés. Mais, ce code nécessite des capacités informatiques éminentes pour faire effectuer des simulations avec un nombre des éléments du maillage élevé.

Références bibliographiques

- [1] ABDELLAOUI Azeddine, AMAMRA Abdellah, Etude numérique sur le transfert thermique conjugué dans un dissipateur de chaleur à usage électronique. Mémoire de master (2021), Université de Laghouat.
- [2] Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean-Rodolphe Puiggali, Introduction aux transferts thermiques, ISBN 978-2-10-054828-6 (2010).
- [3] https://www.google.com/search?q=chauffe+air+solaire.pdf&hl=fr&sxsrf=APqWBvxXoSJ205qIAFXOGHqVabjIaHmQ:1648738769768&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ved=2ahUKEwiR9svFzvD2AhWPgP0HHbaCDocQ_AUoAXoECAEQAw&biw=1422&bih=613&dpr=1.35.
- [4] https://fr.wikipedia.org/wiki/Capteur_solaire_thermique.
- [5] Guy Isabel, Les capteurs solaires à air, 2012, ISBN : 978-2-212-13403-2.
- [6] K. AOUES et al, « Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra », Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°2 , PP 237 – 248.2009.
- [7] Djamel Sahel, Redouane benzeguir. Thermal characteristic in solar air heater fitted with plate baffles and heating corrugated surface, Energy Procedia 139 (2017) 307-314.
- [8] A. LABED et al, « Performances thermiques et pertes de charges de différentes configurations de capteurs solaires plans à air Etude expérimentale dans la région de Biskra, Algérie », Revue des Energies Renouvelables Vol. 18 N°2, PP 209 – 216. Biskra. Algérie. 2015.
- [9] Ankur Srivastava, Gaurav Kumar Chhapparwal, R.K. Sharma, Numerical and experimental investigation of different rib roughness in a solar air heater, Thermal Science and Engineering Progress 19 (2020) 100576.
- [10] Harish Kumar Ghritlahre, Piyush Kumar Sahu, Subhash Chand, Thermal performance and heat transfer analysis of arc shaped roughened solar air heater – An experimental study, Solar Energy 199 (2020) 173–182.
- [11] Daniel J. Dezan, André D. Rocha, Leandro O. Salviano, Wallace G. Ferreira, Thermo-hydraulic optimization of a solar air heater duct with non-periodic rows of rectangular winglet pairs, Solar Energy 207 (2020) 1172–1190.
- [12] Gilani SE, Al-Kayiem HH, Woldemicheal DE, Gilani SI. Performance enhancement of free convective solar air heater by pin protrusions on the absorber, Sol Ener151 (2017)173–85.
- [13] Manjunath MS, Karanth KV, Sharma NY. Numerical investigation on heat transfer enhancement of solar air heater using sinusoidal corrugations on absorber plate. Int J Mech Sci 138 (2018) 219–28.

- [14] Prasad BN, Saini JS. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Sol Energy* 1988 (41) 555–560.
- [15] Chabane F. Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater. *J Adv Res Cairo Univ* 2014 (5)183–92.
- [16] Manjunath MS, Karanth KV, Sharma NY. Numerical analysis of the influence of spherical turbulence generators on heat transfer enhancement of flat plate solar air heater. *Energy* 121(2017) 616–630.
- [17] Saleh Abo-Elfadl, Hamdy Hassan, M.F. El-Dosoky, Study of the performance of double pass solar air heater of a new designed absorber: An experimental work, *Solar Energy* 198 (2020) 479–489.