

Université Mohamed Khider Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique
Réf:.....



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme:

MASTER

Option : Génie Mécanique

Amélioration du rendement d'un capteur solaire par des obstacles flexibles

Présenté par :

BAIDJI Mohamed Elamine

Soutenu le : xx Juin 2020

Devant le jury composé de :

MrChabane Foued

MCA

Président

MrGuerira belhi

MCA

Encadreur

Mr Bouzaher mohamed taher

MCA

Coencadreur

Mr Arfaoui Benarfaoui

MA

Examinateur

Remerciements

Je tourne mes premières pensées vers Dieu, le tout puissant, le miséricordieux que je remercie de m'avoir donné le courage et la force d'avoir pu concrétiser à bien ce travail.

Je tiens à remercier sincèrement mon encadreur de mémoire Monsieur : **Dr. Guérira Belhi**, Chef du Département de génie mécanique l'Université de Biskra, et le **Dr. Bouzaher Mohamed Taher** dans CRSTRA Centre de Recherche Scientifique & Technique sur Les Régions Arides de m'avoir suivi et dirigé tout au long de la réalisation de ce mémoire. Aussi, je le remercie pour la confiance qu'il a placée en moi, pour sa disponibilité permanente, pour sa patience et ses conseils.

Merci également à tous les membres du jury : monsieur le président et messieurs les examinateurs.

Merci à tous ceux qui m'ont aidé et soutenu dans la rédaction du mémoire de fin d'études.

Dédicace

À mes chers **parents** qui m'ont soutenu tout au long de mes années d'éducation.

À mon frère **Hicham** et mes sœurs **Fatima, Afaf, Mariam**.

Auxquels je dédie ce mémoire.

À tous ceux qui m'ont aidé, et à tous mes collègues et amis.

A tous ceux qui ont sacrifié leur temps pour la science

Et à tous ceux qui utilisent la science pour le bien et la prospérité de l'humanité.

Baigi Mohamed Elamine

Table des matières

REMERCIEMENTS	I
DEDICACE	II
TABLE DES MATIERES	III
LISTE DES FIGURES	VII
LISTE DES TABLEAUX	IX
NOMENCLATURE	X
RESUME	XII
Introduction générale	1

Chapitre I : Étude bibliographique

I. 1. Rappel historique	3
I. 2. Energie solaire thermique	5
I. 3. Principe d'un capteur solaire thermique (plan)	5
I. 4. Les composantes d'un système de conversion thermique	6
I. 5. Les types d'un capteur solaire thermique statique	7
I. 5. 1. Le capteur plan vitré	7
I. 5. 2. Le capteur plan non vitré	8
I. 5. 3. Le capteur à tubes sous vide	10
I. 5. 4. Le capteur plan vitré ou sous vide avec miroir de concentration parabolique	11
I. 6. Composants collecteurs à plaque plan	11
I. 6. 1. Plaque de couverture	12
I. 6. 2. Collecteur absorbant	12
I. 6. 3. Partie arrière (isolateur)	13
I. 7. Collecteurs plan à chauffage par air	14
I. 8. Eléments (paramètres) d'influence sur le rendement de capteur solaire	15
I. 8. 1. Les paramètres internes	15
I. 8. 1. 1. L'orientation et l'inclinaison du capteur	15

I. 8. 1. 2. L'absorbeur	15
I. 8. 1. 3. La vitre	16
I. 8. 1. 4. Le fluide caloporteur	16
I. 8. 1. 5. Les pipes de transfert de fluide	17
I. 8. 1. 6. L'isolation	17
I. 8. 2. Paramètres externes	18
I. 8. 2. 1. Vitesse du vent	18
I. 8. 2. 2. La température ambiante	18
I. 8. 2. 3. Rayonnement solaire	18
I. 9. Les obstacles dans le capteur solaire à air	19
I. 9. 1. Le rôle des obstacles	19
I. 9. 2. Diverses recherches sur différents types d'obstacles	19
I. 10. Bilan thermique d'un capteur solaire plan	22
I. 11. Le rendement d'un capteur solaire	23
I. 11. 1. Le rendement optique	23
I. 11. 2. Le rendement thermique	23
I. 11. 3. Le rendement interne	23
I. 12. Les différents échanges thermiques dans un capteur plan vitré	23
I. 12. 1. Transfert thermique par conduction	23
I. 12. 1. 1. Le coefficient de transfert de chaleur par conduction	24
I. 12. 2. Transfert thermique par convection	24
I. 12. 2. 1. Le coefficient d'échange convectif dû au vent	25
I. 12. 2. 2. Le coefficient d'échange convectifs entre l'absorbeur et la vitre	25
I. 12. 3. Transfert thermique par rayonnement	25
I. 12. 3. 1. Le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste	25
I. 12. 3. 2. Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	26

I. 12. 3. 3. Coefficient de transfert radiatif Entre l’absorbeur et la plaque métallique placée sur l’isolant ²⁶	26
I. 12. 3. 4. Coefficient de transfert radiatif Entre la face arrière du capteur et le sol	26
I. 13. Perte énergétique dans un capteur solaire (thermique)	27
I. 13. 1. Pertes thermiques vers l’avant du capteur	27
I. 13. 2. Pertes thermiques vers l’arrière du capteur	27

Chapitre II : Modalisation numérique d'un capteur solaire plan

II. 1. Introduction	28
II. 2. Modélisation mathématique	30
II. 2. 1. Hypothèse simplificatrices	31
II. 2. 2. Equations Gouvernantes	32
II. 2. 2. 1. Équation de continuité	32
II. 2. 2. 2. Equation de conservation de la quantité de mouvement	32
II. 2. 2. 3. Conservation de l’énergie	32
II. 2. 3. L’hypothèse de Boussinesq (concept de viscosité turbulente)	33
II. 2. 3. 1. Hypothèses simplificatrices	33
II. 3. Présentation des logiciels de simulation	34
II. 3. 1. Présentation du logiciel Gambit	34
II. 3. 2. Présentation du logiciel FLUENT	35
II. 4. Notion de maillage	35
II. 4. 1. Types de maillage	36
II. 4. 1. 1. Maillage structuré (quadra/hexa)	36
II. 4. 1. 2. Maillage non structuré (tri/tétra.)	36
II. 4. 1. 3. Maillage hybride	37
II. 5. Techniques de maillage dynamique	37
II. 6. Création de la géométrie du domaine d’étude	39
II. 7. Définition des frontières	41

II. 8. Les étapes à suivre sur le solveur FLUENT	42
II. 8. 1. Importation de la géométrie	42
II. 8. 2. Vérification du maillage importé	42
II. 8. 3. Monstration la grille	43
II. 8. 4. Choix du solveur	43
II. 8. 5. L'équation de l'énergie	44
II. 8. 6. Modèle de turbulence	45
II. 8. 7. Définition des caractéristiques du fluide	45
II. 8. 8. Conditions aux limites	46
II. 8. 9. La méthode de solution sélectionnée sur ANSYSFLUENT	46
II. 8. 10. Lancement du calcul	47
II. 9. Conclusion	47

Chapitre III : Résultats et discussions

III. 1. Introduction	48
III. 2. Résultats et discussion	48
III. 2. 1. Validation	48
III. 2. 2. Mécanisme de transfert de chaleur	50
III. 2. 2. 1. Les lignes de courant moyenne	50
III. 2. 2. 2. Champs des températures moyenne	50
III. 2. 2. 3. Évolution de la température de l'air le long du canal	51
III. 2. 2. 4. La vitesse instantanée	52
III. 2. 2. 5. Perte de pression et évaluation des performances	53
III. 2. 2. 6. Structures d'écoulement	54
III. 3. Conclusion	56
Conclusion générale	57
Références bibliographiques	58

Liste des figures

<u>Liste des Figures</u>	<u>page</u>
Figure. I. 1 : Schéma de principe d'un capteur solaire thermique.	6
Figure. I. 2 : Vue picturale des composants du capteur solaire plan vitré.	8
Figure. I. 3 : Photo d'un groupe de capteurs solaires non vitrés.	9
Figure. I. 4 : Principe de fonctionnement des capteurs solaires non vitrés.	9
Figure. I. 5 : Image d'illustration du capteur à tubes sous vide et les composants du caloduc.	10
Figure. I. 6 : Coupe schématique de capteur plan à concentration.	11
Figure. I. 7 : Différentes configurations de capteurs solaires plats à air.	14
Figure. I. 8 : Illustration de 3 positions d'absorbeur différentes.	16
Figure. I. 9 : Schéma du modèle expérimental.	19
Figure. I. 10 : Schéma du dispositif expérimental.	20
Figure. I. 11 : Schéma descriptif des chicanes.	21
Figure. I. 12 : Disposition des obs DCL.	22
Figure. I. 13 : Disposition des obs OCL.	22
Figure. I. 14 : Capteur muni d'obstacles TL.	22
Figure. II. 1 : Schémas des étapes à suivre pour la simulation.	35
Figure. II. 2 : Zones créées par une intersection d'interface non périodique.	37
Figure. II. 3 : Interface 2D.	38
Figure. II. 4 : Illustration de layering technique.	39
Figure. II. 5 : Forme du capteur proposé.	40
Figure. II. 6 : Flexion de chicane.	40
Figure. II. 7 : Définition des frontières.	41
Figure. II. 8 : Importation de la géométrie.	42

Figure. II. 9 : Vérification du maillage.	42
Figure. II. 10 : Affichage de grille.	43
Figure. II. 11 : Format de solution.	43
Figure. II. 12 : L'option de force gravitationnelle.	44
Figure. II. 13 : Exécutez l'équation énergétique d'Ansys fluent.	44
Figure. II. 14 : Modèle de turbulence.	45
Figure. II. 15 : Caractéristiques du fluide.	45
Figure. II. 16 : Conditions aux limites.	46
Figure. II. 17 : Le choix de la méthode de calcul.	46
Figure. II. 18 : Exécution du calcul.	47
Figure. III. 1 : Configuration du canal - cylindre avec un modèle de séparateur flexible.	49
Figure. III. 2 : Force de trainée.	49
Figure. III. 3 : Coefficient de transfert de chaleur.	49
Figure. III. 4 : Ligne de courant moyenne pour trois cas (a) un capteur lisse (sans obstacles), (b) capteur avec des obstacles fixes et (c) un capteur avec des obstacles flexibles.50	
Figure. III. 5 : Contour de température moyenne.	51
Figure. III. 6 : Évolution de la température le long du conduit.	52
Figure. III. 7 : Évolution de la vitesse pour un débit d'air ($m = 0,01 \text{ kg s}^{-1}$).	52
Figure. III. 8 : (a) Facteur de friction en fonction du nombre de Reynolds pour différents cas, (b) Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différents cas.53	
Figure. III. 9 : Variation du rendement thermique.	54
Figure. III. 10 : Effet des débits massiques sur le comportement thermique.	55
Figure. III. 11 : Evolution de l'intensité turbulente pour différent débit.	56

Liste des tableaux

<u>Liste des tableaux</u>	<u>page</u>
Tableau. II. 1 : Données géométriques associées au capteur plan.	39

Nomenclature

<u>Lettres latines</u>		<u>unité</u>
L	Longueur du capteur plan à air	m
h_{rc}	Le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste	$W/m^2.K$
σ	La constante de Stephan Boltzmann	$W / m^2. K^4$
T_v	La température de la vitre	$^{\circ}C$
T_c	La température équivalente de la voute céleste	$^{\circ}C$
h_{rpl}	Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	$W/m^2.K$
$\varepsilon_p, \varepsilon_{v-m}$	Emissivités de l'absorbeur	
ε_v	Emissivité du vitrage	
T_{v1}	La température du premier verre	$^{\circ}C$
T_{v2}	La température du deuxième verre	$^{\circ}C$
h_{r2a}	Le coefficient de transfert de chaleur radiatif entre le deuxième vitrage à la température ambiante	$W/m^2.K$
$h_{r, p-m}$	Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant	$W/m^2.K$
T_m	Température de la plaque métallique	$^{\circ}C$
ε_m	Emissivité de la plaque métallique.	
$h_{r, is-s}$	Coefficient de transfert radiatif Entre la face arrière du capteur et le sol	.
$W/m^2.K$		
T_{is}	Température de face arrière du capteur	$^{\circ}C$
T_s	Température de sol	$^{\circ}C$
U_{AV}	Pertes thermiques vers l'avant du capteur	$W/m^2.K$
U_{ar}	Pertes thermiques vers l'arrière du capteur	$W/m^2.K$

h_d	Coefficient d'échange par conduction à travers les couches isolantes	$W/m^2.K$
h_{c-v}	Coefficient d'échange convectif dû au vent	$W/m^2.K$
t	Temps	s
ρ	La masse volumique	kg/m^3
S_m	Terme source massique	kg
C_p	La chaleur spécifique à pression constante	$J .K^{-1} kg^{-1}$
k	La conductivité thermique	$W m^{-1} K^{-1}$
q	densité de chaleur volumétrique	
μ	Viscosité dynamique du fluide	
Φ	La dissipation visqueuse	
R_{II}	Le tenseur de Reynolds	Pa .s
μ_t	La viscosité turbulente	
R	La constante universelle des gaz parfaits	$J K^{-1} mol^{-1}$
P	La pression	Pa
β	Rappelant la définition du coefficient de dilatation thermique	
S_{ij}	Module du tenseur de des vitesses de déformation	
δ_{ij}	Le tenseur des contraintes visqueuses	
K	L'énergie cinétique turbulente	
ε	Le taux de dissipation de l'énergie cinétique k	
σ_K	Le nombre de Prandtl turbulent pour k	
σ_ε	Le nombre de Prandtl turbulent pour ε	
$C_\mu, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 1}$	Constante adimensionnelle	
P_r	Nombre laminaire de Prandtl	

Résumé

Les processus d'amélioration des performances du capteur solaire plan à air sont toujours en cours, soit en utilisant des chicanes installées sur la plaque absorbante, soit en améliorant les performances d'isolation thermique. Cette étude est consacrée sur une simulation numérique pour améliorer les performances du capteur solaire plan à air. La simulation vise principalement à étudier le transfert de chaleur et d'énergie dans un canal rectangulaire équipé d'obstacles rectangulaires, et pour deux cas différents, obstacles flexibles et fixes. Les résultats sont prometteurs dans le cas d'obstacles flexibles.

Mots clés : Chicanes flexibles, transfert de chaleur, capteur solaire plan à air.

Abstract

The processes of improving the performance of the air flat plate solar collector are still ongoing, either by using improved baffles installed on the absorbent plate or by improving the thermal insulation performance. In this study, numerical simulations were performed to improve the performance of the flat air solar collector. The simulation aims mainly to study the transfer of heat and energy in a rectangular channel equipped with rectangular obstacles, and for two different cases, flexible and fixed baffles. The results are promising in the case of flexible obstacles.

Keywords: Fixed rectangular obstacles, Flexible rectangular obstacles, heat transfer, technical passives.

ملخص

لا تزال عمليات تحسين أداء مجمّع الهواء المسطح الشمسي جارية، إما باستخدام حواجز محسّنة مثبتة على اللوح الماص أو عن طريق تحسين أداء العزل الحراري. في هذه الدراسة تم القيام بإجراء محاكاة عددية لتحسين أداء مجمّع الطاقة الشمسية للهواء المسطح. تهدف المحاكاة بشكل أساسي إلى دراسة انتقال الحرارة والطاقة في قناة مستطيلة الشكل مزودة بعوائق مستطيلة، ولحالتين مختلفتين، عوائق مرنة وثابتة. في النهاية. النتائج واعدة في حالة وجود حواجز مرنة.

الكلمات المفتاحية: الحواجز الثابتة، الحواجز المتحركة، انتقال الحرارة.

Introduction générale

Dans les dernières années, la demande d'énergie dans le monde augmente d'une façon dramatique, ce qui épuise les sources d'énergie fossiles disponibles. Ce déséquilibre a incité de nombreux pays à chercher des sources d'énergie alternatives. Dans ce cadre, les énergies renouvelables sont les sources les plus investiguées pour couvrir continuellement les demandes croissantes en ressources naturelles. Ils ont également considéré comme des sources respectueuses de l'environnement par rapport aux sources d'énergie fossiles.

De nombreux pays visent à faire les énergies renouvelables la source de la plus grande partie de leurs besoins énergétiques. Plusieurs incitations sont imposées pour forcer le monde vers les énergies renouvelables propres.

La loi sur le climat et l'énergie du Parlement européen est en vigueur depuis juin 2009. Cette loi implique, d'une part, d'ici l'année 2020, au moins 20% de la consommation d'énergie de l'Union européenne devrait être fournie par des ressources renouvelables. De l'autre part, le ratio des émissions des gaz à effet de serre devrait être réduit d'au moins 20% par rapport aux niveaux de 1990 [1].

L'énergie solaire est l'une des énergies renouvelables prometteuse, car elle est sûre, propre et disponible partout dans le monde, les capteurs solaires d'air plans qui adoptent l'énergie solaire dans les processus de chauffage et de séchage sont largement utilisés pour leur faible coût et leur facilité d'installation.

Il n'existe aucune règle pour déterminer leur performance sur un système autre qu'une étude paramétrique étendue, En effet, l'efficacité de ces techniques dépend de nombreux paramètres : géométrie, fréquence, localisation...etc. Leur utilisation nécessite systématiquement une grande étude paramétrique qui ne garantit cependant pas que le fonctionnement optimal soit atteint.

Au cours les dernières décennies, la croissance des capacités de calcul a permis le développement d'une nouvelle branche de l'aérodynamique appelée la dynamique des fluides computationnels

(CFD). Ces outils sont utilisés pour développer et tester de nouvelles technologies tout en évitant les contraintes de temps et de financement qui sont nécessaires dans les tests expérimentaux.

Ce manuscrit est organisé en trois chapitres : Le mémoire est entamé par une revue bibliographique portant sur les différents phénomènes physiques ayant lieu lors le fonctionnement du capteur solaire plan à air.

Le deuxième chapitre est consacré sur une présentation de méthode volume finis et des modèles de turbulence qui caractérisent le phénomène d'un écoulement turbulent et le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni obstacles fixes ou flexibles, L'approximation de Boussinesq est également discutée. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie ont été présentées avec les hypothèses simplificatrices que nous avons posées.

Le troisième chapitre montre une présentation des résultats obtenus par la simulation numérique du champ thermique de l'écoulement pour les deux configurations des obstacles fixes et flexibles accompagnés des traitements et commentaires nécessaires à leurs interprétations.

CHAPITRE I

Étude bibliographique

I. 1. Rappel historique

L'énergie solaire est inépuisable et la conversion de son énergie en chaleur et en électricité est un processus relativement propre. Les technologies de l'énergie solaire se répartissent en deux catégories : Les technologies photovoltaïques (PV), qui convertissent la lumière solaire directement en électricité, et les technologies qui convertissent la lumière solaire en énergie thermique (Technologies thermiques).

De nombreuses cultures comme les anciennes civilisations indiennes et grecques ont construit des maisons et d'autres structures afin que l'intérieur des bâtiments puisse absorber le maximum de lumière du soleil pendant les jours les plus froids de l'année afin de chauffer des murs et des planchers épais. [2]

Après les crises énergétiques des années 1970, l'intérêt pour la conception solaire passive a de nouveau augmenté, mais brièvement. [2,3] L'intérêt a diminué à la suite de l'effondrement des prix du pétrole au cours des années 80, mais a augmenté au cours des années 90. Aujourd'hui, dans certaines régions, notamment aux Pays-Bas et en Allemagne, les nouvelles conceptions de bâtiments intégrant le chauffage et le refroidissement passifs sont devenues assez courantes.

Les systèmes passifs sont précieux. Ces technologies convertissent la lumière du soleil en travail. Ces technologies utilisent un processus en deux étapes. Premièrement, la lumière est convertie en chaleur ; deuxièmement, la chaleur est convertie en travail. Les appareils qui convertissent la chaleur en travail sont appelés moteurs thermiques. [2]

Les moteurs thermiques à énergie solaire de conception remarquablement moderne ont été construits pour la première fois dans les années 1860 et ont servi de base à une industrie solaire viable qui a duré environ 40 ans. [2,4]

Les propriétés des lentilles étaient connues de beaucoup il y a même 24 siècles. Les miroirs ont également été utilisés pour focaliser les rayons du Soleil depuis des millénaires. Le mathématicien et physicien arabe Abu Ali al-Haytham (vers 965–1039 ce) et l'allemand et érudit Athanasius Kircher (1601–80), qui ont tous deux fait d'importantes découvertes en optique et dans l'utilisation de miroirs brûlants, sont particulièrement intéressants.

Les premières machines à vapeur à énergie solaire ont été conçues et construites par l'inventeur français Augustin Mouchot (1825-1912), Mouchot a commencé par construire des appareils pour concentrer l'énergie solaire et les utiliser pour fabriquer des fours solaires et des

appareils pour distiller l'alcool. En 1866, il faisait fonctionner une machine à vapeur à l'énergie solaire et, en 1878, il alimentait avec succès une machine à glaçons avec la lumière du soleil.

Mouchot a cherché à concevoir des moteurs à vapeur à énergie solaire qui pourraient fonctionner en continu.

Il a envisagé d'utiliser son collecteur pour chauffer l'eau, qui pourrait ensuite être stockée dans de grands réservoirs isolés. Plus tard, lorsque la chaleur était nécessaire, l'eau chaude pouvait être retirée et utilisée pour alimenter un moteur thermique. (Une centrale électrique utilisant ce concept, appelée "Solar Two", a été construite en Californie plus d'un siècle plus tard, mais elle a utilisé du sel fondu plutôt que de l'eau pour stocker l'énergie thermique.) En fin de compte, cependant, Mouchot a décidé d'utiliser l'énergie solaire pour créer un courant électrique. Le courant a été utilisé pour réduire l'eau en ses constituants élémentaires, l'hydrogène et l'oxygène. L'hydrogène, qui est très célèbre, pourrait être stocké et brûlé plus tard lorsque l'énergie était nécessaire et que le soleil n'était pas disponible.

L'inventeur américain Frank Shuman (1862–1918). Shuman s'est appliqué à construire des pompes à eau à énergie solaire pour de grands projets d'irrigation ; une idée qui a recommencé à attirer l'attention aujourd'hui grâce à une organisation DESERTEC.

En 1880, l'inventeur américain Alexander Graham Bell (1847–1922) et son assistant de recherche, Charles Sumner Tainter, ont testé avec succès un appareil qu'ils appelaient le photophone.

L'histoire de la technologie PV a apparemment commencé quand Alexandre Edmond Becquerel (1820–1891) a observé qu'il pouvait générer un courant électrique en exposant certains matériaux à la lumière.

En 1883, l'inventeur américain Charles Fritts crée la première vraie cellule solaire. Fritts a utilisé du sélénium, le même matériau utilisé par Alexander Graham Bell dans la construction de son photophone.

À la fin des années 50, la technologie PV a été utilisée dans de nombreux satellites et les États-Unis d'Amérique ont été le premier utilisateur à utiliser cette technologie dans l'espace.

Aujourd'hui, chaque panneau PV de la Station spatiale internationale produit environ 33 kilowatts (33 000 watts) d'électricité. [2]

I. 2. Energie solaire thermique

L'énergie solaire thermique consiste à utiliser la chaleur du rayonnement solaire. La chaleur utilise une onde électromagnétique propulsée par des photons lesquels sont des quantas d'énergie résultant de l'interaction électrons-protons.

La conversion thermique s'effectue dans un capteur solaire thermique (ou capteur héliothermique ou panneaux solaires thermiques). C'est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du soleil en convertissant la lumière en chaleur et la transmettre à un fluide caloporteur liquide (eau ou antigel ou air).

Le rayonnement se décline de différentes façons [5] :

- En usage direct de la chaleur (basse température) : chauffe-eau, chauffages solaires, cuisson solaire, séchage solaire.
- En usage indirect, la chaleur servant pour un autre usage : climatisation solaire, centrales solaires thermodynamiques.
- Concentration solaire (haute température), fours solaires.

I. 3. Principe d'un capteur solaire thermique (plan)

Un collecteur solaire ou capteur solaire est tout système utilisée pour extraire la chaleur du rayonnement du soleil afin de le capter et de le transformer en énergie thermique. [3]

Ce système de captage a pour base l'effet de serre où le rayonnement est capté dans le domaine du visible et du proche infrarouge (longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 3 μm), il traverse la vitre et il est piégé à l'intérieur où il est capté par la surface absorbante.

L'absorbeur émet du rayonnement thermique dans un domaine de l'infrarouge éloigné du visible (entre 4 et 30 μm). Ce rayonnement est totalement arrêté par la paroi du verre qui s'échauffe et rayonne par moitié vers la surface absorbante et par moitié vers l'extérieur. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur. [3,4]

Les capteurs solaires sont utilisés pour chauffer l'eau domestique, chauffage domestique, et produire de la chaleur à haute température, Les centrales thermiques peuvent même produire de l'électricité à partir de la chaleur à haute température. [6]

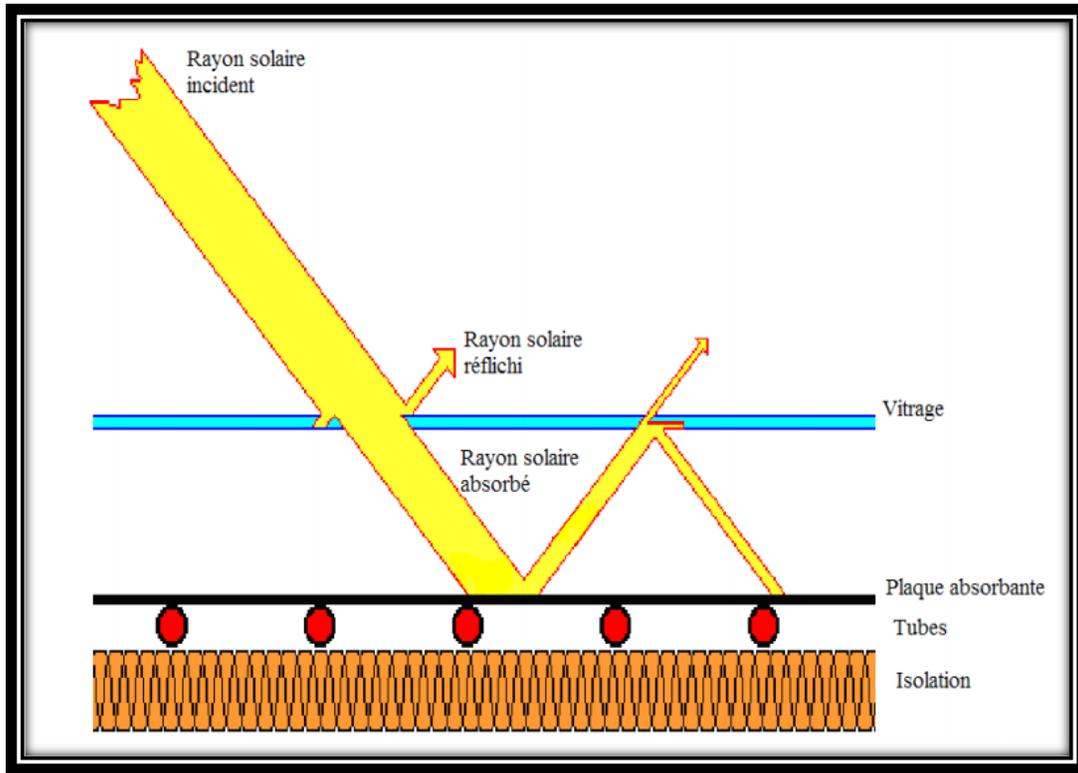


Figure. I. 1 : Schéma de principe d'un capteur solaire thermique. [7]

I. 4. Les composantes d'un système de conversion thermique

Tout système de conversion de l'énergie solaire doit comprendre les éléments suivants [4] :

- Une surface de captation du rayonnement solaire.
- Un circuit caloporteur qui assure le transfert de l'énergie extraite du capteur à l'élément d'accumulation (stockage des calories), les fluides utilisés généralement comme fluide caloporteur sont : l'eau et l'air.
- Un stockage thermique.
- Un réseau de distribution.

I. 5. Les types d'un capteur solaire thermique statique

Généralement leurs niveaux de température sont faibles jusqu'à 100-120°C . Durant les dernières années, ce type de capteur a connu un développement rapide, et leur utilisation a largement augmenté, surtout pour les applications de chauffage domestique ou bien dans les procédés du séchage et climatisation solaire. Ils sont caractérisés par leur conception simple et leur facilité d'implantation dans les toits des maisons et un moindre coût de maintenance. [8]

I. 5. 1. Le capteur plan vitré

Lorsque le rayonnement solaire passe à travers un couvercle transparent et frappe la surface absorbante noircie de forte absorptivité, une grande partie de cette énergie est absorbée par la plaque puis transférée au milieu de transport dans les tubes de fluide pour être emportée pour le stockage ou l'utilisation.

Le dessous de la plaque absorbante et le côté du boîtier sont bien isolés pour réduire les pertes de conduction.

Les tubes de liquide peuvent être soudés à la plaque absorbante, ou ils peuvent faire partie intégrante de la plaque. Les tubes de liquide sont reliés aux deux extrémités par des tubes collecteurs de grand diamètre.

Le couvercle transparent est utilisé pour réduire les pertes de convection de la plaque absorbante grâce à la retenue de la couche d'air stagnant entre la plaque absorbante et le verre. Il réduit également les pertes de rayonnement du collecteur. La figure. I. 2 démontre les composants du capteur plan vitré.

Le capteur peut être utilisé pour chauffer des bâtiments ainsi que pour chauffer de l'eau. [9]

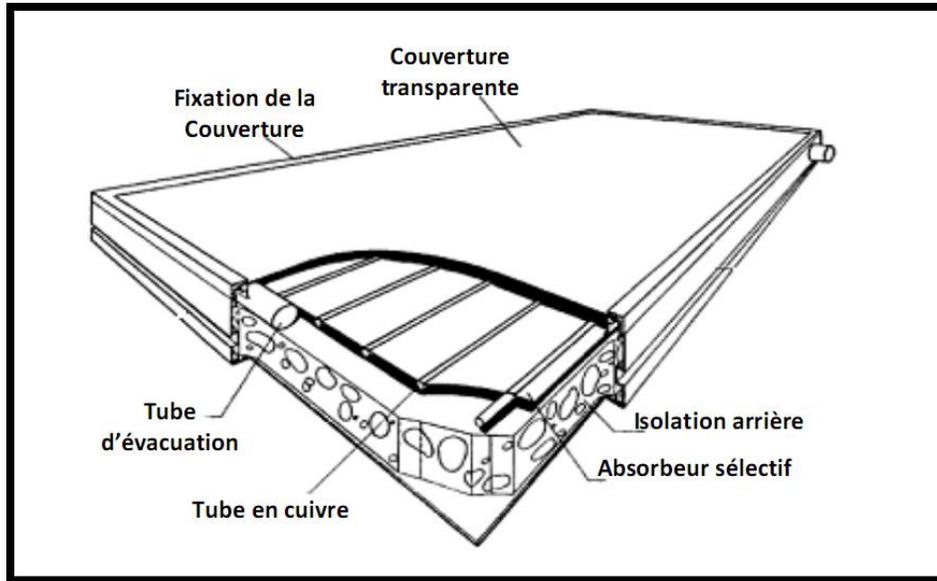


Figure. I. 2 : Vue des composants du capteur solaire plan vitré. [9]

I. 5. 2. Le capteur plan non vitré

Il est très similaire au capteur solaire vitré, sauf que la surface absorbante reçoit le rayonnement solaire direct (Pas de plaque de verre avant). [3]

Les capteurs plans sans vitrage se présentent généralement sous forme d'une moquette de tubes noirs en matière synthétique résistante aux ultraviolets et très facile à mettre en place. [10]

Les capteurs solaires non vitrés Ce sont des capteurs simples de grande surface de collecte produisant de températures relativement basses et peu sensibles à l'angle d'incidence du rayonnement. [3,4]

Ils sont utilisés pour chauffer les piscines à un niveau de température de l'ordre de 30°C pour un faible coût ou encore pour produire de l'eau chaude sanitaire dans les pays très chauds et ensoleillés. [8,10]



Figure. I. 3 : Photo d'un groupe de capteurs solaires non vitrés. [3]

Leur principe de fonctionnement est présenté sur la figure. I. 4.

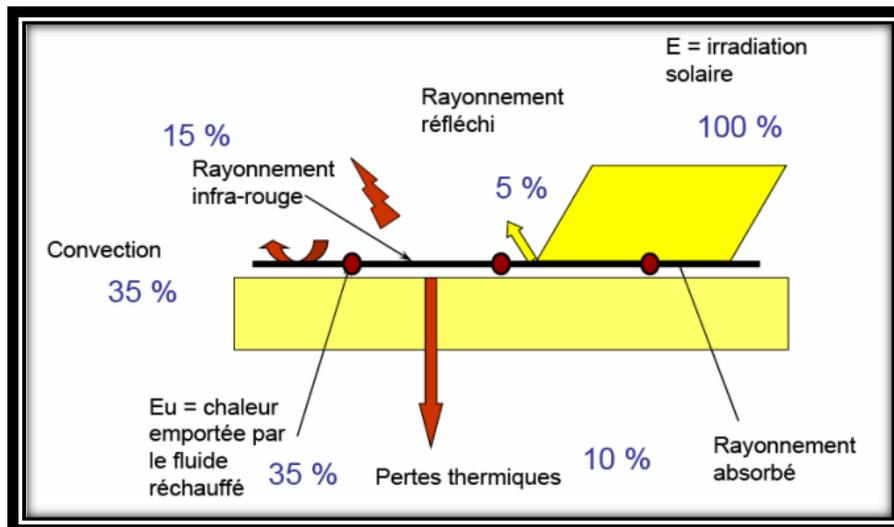


Figure. I. 4 : Principe de fonctionnement des capteurs solaires non vitrés. [4]

I. 5. 3. Le capteur à tubes sous vide

Ce type d'unité est l'autre forme de capteur solaire qui est généralement plus efficace à des températures plus élevées (77 à 170 °C) que les capteurs plans.

Le capteur solaire à tubes sous vide est constitué des rangées de tubes de verre parallèles, reliés à un tuyau d'en-tête comme le montre dans la figure. I. 5. [6]

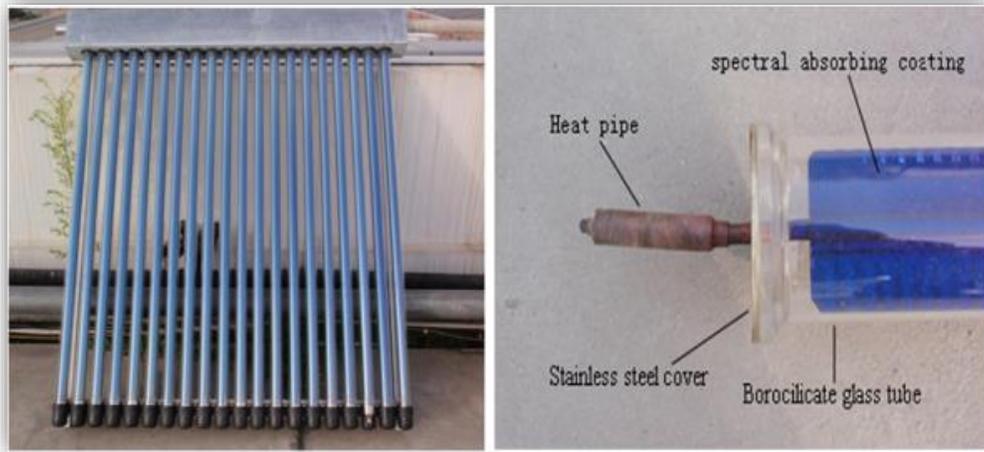


Figure. I. 5 : Image d'illustration du capteur à tubes sous vide et les composants du caloduc. [11]

L'air à l'intérieur de chaque tube est retiré et atteint des pressions de vide autour de 10^{-3} mbar.

Dans un collecteur à tube sous vide, la lumière du soleil pénètre à travers le tube de verre externe et frappe l'absorbeur, où l'énergie est convertie en chaleur. Cette dernière est transférée au liquide s'écoulant à travers l'absorbeur. [6,8]

Il existe plusieurs types de tubes sous vide utilisés dans l'industrie solaire. Le « tube à double verre » le plus utilisé ; ce type de tube est choisi pour sa fiabilité, ses performances et son faible coût. [12]

Les capteurs à tubes sous vide sont basés sur du verre à faible teneur en fer en plus de l'absorbeur de cuivre (utilisant actuellement des matériaux moins chers).

Ces capteurs sont classés en fonction de leurs nœuds de liaison-matériaux et par l'agencement des tubes. [6]

I. 5. 4. Le capteur plan vitré ou sous vide avec miroir de concentration parabolique

Ce système est basé sur l'utilisation de réflecteurs à composés paraboliques (CPC, Concentrateur parabolique composé) possédant un important angle d'admission, afin d'orienter l'énergie solaire vers l'absorbeur.

L'importance de cet angle permet d'éviter l'utilisation d'un système de pointeur solaire et ainsi d'avoir un capteur fixe.

La figure. I. 6 présente les deux principaux types de capteurs, c'est-à-dire pour un capteur vitré dans le cas de gauche et un capteur à tube sous vide dans le cas de droite. Cette technologie permet de concentrer plus de rayonnement solaire sur un même absorbeur en utilisant le rayonnement arrivant sur les surfaces séparant les absorbeurs et ainsi de réduire le nombre d'absorbeurs, d'améliorer le rendement et de réduire le coût. [10]

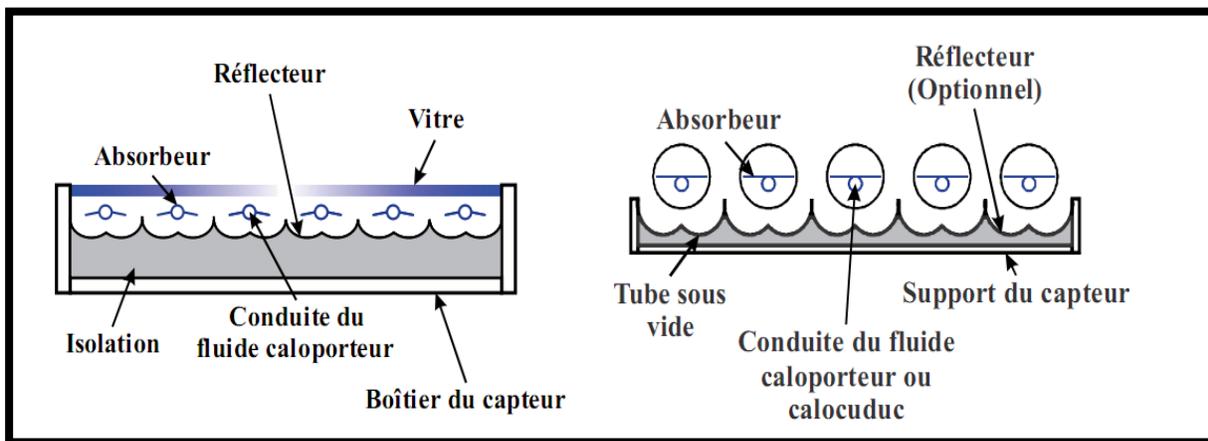


Figure. I. 6 : Coupe schématique de capteur plan à concentration. [10]

I. 6. Composants des collecteurs à plaque plan

Les composants les plus importants d'un collecteur à plaque plan dont dépendent les performances du collecteur sont les plaques de vitrage, l'absorbeur et l'isolation.

La plupart de ces caractéristiques s'appliquent également à d'autres types des collecteurs. [4]

I. 6. 1. Plaque de couverture

La couverture idéale est un isolant transparent avec une transmittance élevée pour le rayonnement solaire et une faible transmittance pour le rayonnement thermique. Il doit être durable, solide et bon marché.

Le verre a été largement utilisé pour émailler des capteurs solaires à plaque plan car il a une haute transmittance du rayonnement solaire à ondes courtes entrant tout en ne transmettant pratiquement aucun du rayonnement à ondes longues émis par la plaque absorbante.

Un verre à faible teneur en fer trempé est généralement utilisé car il augmente considérablement l'efficacité optique du collecteur.

Les films et feuilles en plastique présentent également une transmittance à ondes courtes élevée, mais la plupart des variétés utilisables ont également des bandes de transmission au milieu du spectre de rayonnement thermique, donc elles peuvent avoir une transmittance à ondes longues élevée de l'ordre de 0,40.

En fait, seuls quelques types de plastiques peuvent résister au rayonnement ultraviolet du soleil pendant de longues périodes, cependant, ils ne se brisent pas facilement, ont une faible masse et sous forme de films minces, ils sont complètement flexibles.

Le vitrage devrait admettre autant de rayonnement solaire que possible et réduire la perte de chaleur vers le haut.

Bien que le verre soit pratiquement opaque au rayonnement à ondes longues émis par les plaques collectrices, l'absorption de ce rayonnement provoque une augmentation de la température du verre et donc une perte de chaleur se produit dans l'atmosphère environnante par rayonnement et convection. [13]

I. 6. 2. Collecteur absorbant

La plaque collectrice doit absorber autant de rayonnement que possible, tout en perdant le moins de chaleur possible vers le haut à travers le vitrage vers l'atmosphère et vers le bas à travers l'isolation.

Les plaques collectrices doivent également transférer la chaleur retenue au fluide de transport. L'absorbance de la surface de l'absorbeur pour le rayonnement solaire à ondes courtes dépend de la nature et de la couleur du revêtement et de l'angle d'incidence.

Habituellement, une couleur noire est utilisée. Il est donc hautement souhaitable que les absorbeurs solaires aient une surface qui a une absorption de rayonnement solaire élevée, et en même temps une émission de rayonnement très faible à la température de l'absorbeur. Une surface possédant ce type d'absorption et d'émission « sélective » de rayonnement est appelée surface sélective.

La maximisation de la collecte d'énergie est obtenue en réduisant la perte de chaleur de l'absorbeur, ce qui peut être accompli en déposant un revêtement sur la surface de l'absorbeur appelé « surface sélective » pour réduire le transfert de chaleur radiatif.

Essentiellement, les surfaces sélectives sont constituées d'une mince couche supérieure, qui est hautement absorbante pour le rayonnement solaire à ondes courtes mais est relativement transparente au rayonnement thermique à ondes longues, déposée sur une surface qui a une réflectance élevée et une faible émittance pour le rayonnement à ondes longues.

Les surfaces sélectives sont particulièrement utiles lorsque le capteur fonctionne à des températures élevées ou à de faibles valeurs de rayonnement solaire. [13,14]

I. 6. 3. Partie arrière (isolateur)

L'isolation du capteur solaire communique avec ses éléments voisins « canal de ventilation », « absorbeur » et « ambiant ».

Les capteurs solaires sont isolés avec une qualité sélective de mousse de polyuréthane sans CFC (PUF) comme matériau d'isolation.

Les collecteurs contiennent également :

Des sachets poreux de gel de silice déshydratant pour absorber l'humidité.

L'enceinte est utilisée pour contenir l'isolation, fournir un support pour l'absorbeur et le vitrage, et pour protéger le collecteur des pertes de chaleur dues au vent, ainsi que la fonction importante de garder l'humidité hors de l'isolation contre la pluie et la rosée.

Il doit être résistant aux intempéries, ignifugé, durable, dimensionnellement stable, solide et complètement et définitivement scellé contre l'intrusion d'humidité. [12]

I. 7. Collecteurs plan à chauffage par air

Les systèmes de chauffage à air font circuler l'air à travers le collecteur au lieu d'un liquide. Les systèmes d'air présentent de nombreux avantages. Les plus importants sont que l'air n'a besoin d'aucune protection contre le gel ou l'ébullition, qu'il n'est pas corrosif et qu'il est libre. Figure. I. 7 montre quelques exemples de conceptions d'absorbeurs pour les aérothermes solaires. Pour obtenir un transfert de chaleur satisfaisant de l'absorbeur au flux d'air, des absorbeurs ondulés ou poreux sont souvent utilisés pour augmenter la zone de transfert de chaleur. La principale différence entre les capteurs à air et à eau est la nécessité de concevoir un absorbeur qui surmonte la pénalité de transfert de chaleur causée par les coefficients de transfert de chaleur plus faibles entre l'air et l'absorbeur solaire. De plus, comme la capacité thermique de l'air est beaucoup plus faible que celle de l'eau, des débits plus importants sont nécessaires, ce qui entraîne une énergie parasite plus élevée. L'air ou d'autres gaz peuvent être chauffés avec des capteurs à plaque plate, en particulier si un certain type de surface étendue (Figure. I. 7 a) est utilisé pour contrer les faibles coefficients de transfert de chaleur entre le métal et l'air. De plus, des matrices (Figure. I. 7 b) ou de fines tôles ondulées (Figure. I. 7 c) peuvent être utilisées. Dans la conception représentée sur la figure 6c, une surface sélective est utilisée lorsqu'un niveau élevé de performances est requis. [13]

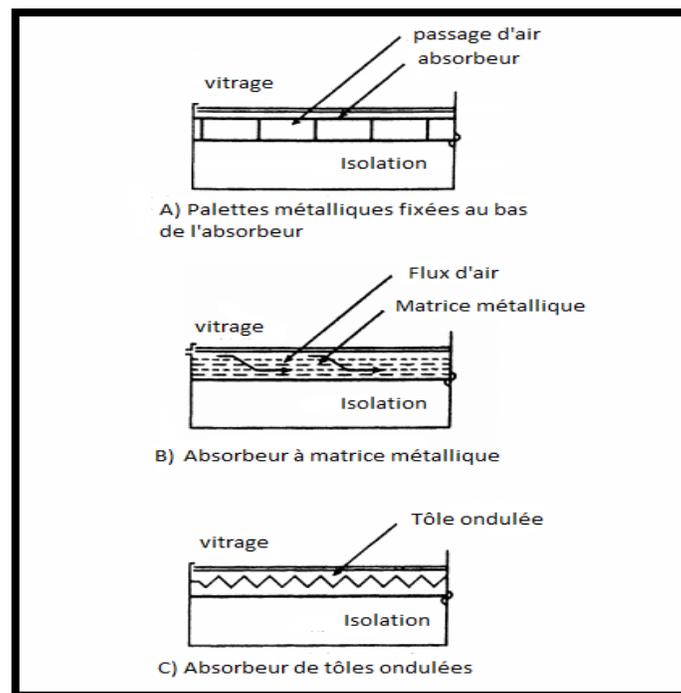


Figure. I. 7 : Différentes configurations de capteurs solaires plats à air. [13]

I. 8. Paramètres d'influence sur le rendement d'un capteur solaire

I. 8. 1. Les paramètres internes

I. 8. 1. 1. L'orientation et l'inclinaison du capteur

Morcos VH, (1993) Il est conseillé de pointer le capteur solaire vers le sud. [15]

Grâce à l'étude réalisée par Benghanem M (2010) [16] :

L'inclinaison optimale est différente pour chaque mois de l'année.

L'énergie solaire collectée sera plus importante si nous choisissons l'inclinaison optimale du panneau pour chaque mois.

En outre, ils ont constaté que la moyenne annuelle de l'inclinaison optimale est égale à la latitude du site.

La perte d'énergie lors de l'utilisation de l'angle fixe moyen annuel est d'environ 8% par rapport à l'inclinaison optimale pour chaque mois à Médine.

I. 8. 1. 2. L'absorbeur

Grâce à une étude expérimentale par Rauzier E (1979). [17] le rendement de capteur solaire à air peut être amélioré par l'emploi de revêtements sélectifs, par une modification de la géométrie du capteur et notamment par une circulation du flux d'air perpendiculaire au rayonnement (absorbeur poreux).

Mokhtari F et Semmar D (2001). [18] ont conclu que Le capteur avec la configuration (c) a une bonne rentabilité ; la température de sortie en convection naturelle dépasse les 98 °C et en convection forcée la température atteint les 70 °C. Ceci est dû à l'inclinaison de la plaque absorbante et à l'ouverture conçue sur sa partie supérieure. La figure. I. 8 montre les différentes positions d'absorbeur pour cette comparaison.

La taille de l'absorbant joue également un rôle important dans la rentabilité du capteur thermique.

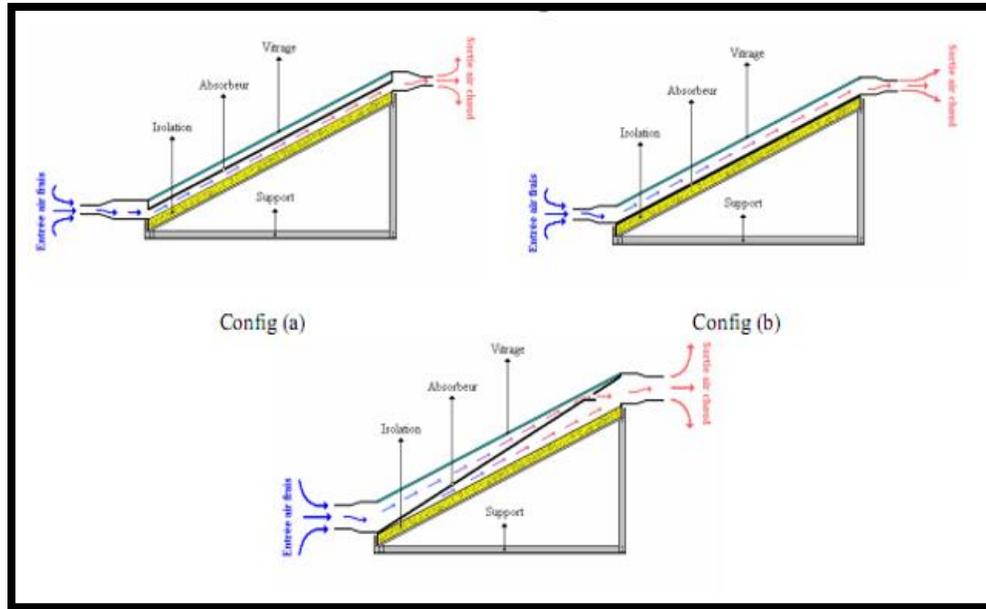


Figure. I. 8 : Illustration de 3 positions d'absorbeur différentes. [18]

I. 8. 1. 3. La vitre

Youcef-Ali S (2005). [19] a conclu dans une étude expérimentale que le triple vitrage réduit davantage les pertes de chaleur vers l'avant que le double vitrage.

Le transfert de chaleur convectif thermique élevé entre la plaque absorbante et le flux d'air réduit sensiblement la température de l'absorbeur et en même temps les pertes de chaleur sont réduites. Avec le triple vitrage, la quantité de rayonnement intercepté transmis à l'absorbeur a diminué, mais les pertes de chaleur globales sont encore réduites.

Njomo D (1998). [20] a souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture de matière différente a des performances meilleures qu'un capteur a deux vitres de même matière.

I. 8. 1. 4. Le fluide caloporteur

L'étude d'Oudjedi S et autres a atteint les résultats suivants [21] :

La température de sortie du fluide caloporteur ne croît pas de manière significative avec l'augmentation de sa température d'entrée.

Le rendement thermique journalier de l'isolateur décroît, linéairement avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide.

La température de sortie du fluide caloporteur décroît, lorsque la vitesse de l'air humide augmente.

Le rendement thermique journalier du capteur solaire à air, il croît rapidement en augmentant la vitesse de l'air humide.

La température de sortie du fluide caloporteur, ainsi que le rendement thermique journalier du capteur, décroissent continuellement quand on augmente la hauteur du canal de l'écoulement du fluide.

Letz T and Lallemand M (1986). [22] ont indiqué dans une étude théorique et pratique que le débit d'air a un effet sur l'efficacité thermique.

I. 8. 1. 5. Les pipes de transfert de fluide

L'étude a été réalisée sur un capteur solaire plan par Hahne E (1983). et les conclusions suivantes ont été conclues [23] :

La mesure des mois de décembre et janvier a montré que l'espacement des tuyaux montre cependant des effets remarquables : une distance de 90 mm diminue l'efficacité à 50% bien que le réchauffement en 81 min prenne beaucoup moins de temps que pour un collecteur composé uniquement de tuyaux (espacement 10 mm) ; cela nécessite 117 min.

L'efficacité de ce dernier collecteur serait cependant optimale avec 59,5%.

Cela est dû au débit de fluide plus important dans le nombre accru de tuyaux, tandis que le temps de réchauffement devient secondaire en juin avec une longue et continue disponibilité du soleil.

Analyse théorique d'Azad E (2008). [24] a indiquée que le soudage de caloducs d'un diamètre de 12,7 mm avec un tube principal de 50 mm de diamètre contient 4 tubes secondaires dans lesquels l'eau coule, ce qui contribue grandement à augmenter l'efficacité thermique, et l'efficacité est affectée par le nombre de caloducs et le diamètre des tubes dans lesquels le fluide passe.

I. 8. 1. 6. L'isolation

L'aérogel est un matériau léger, Il a une nano-structure, une porosité élevée.
La couche d'aérogel est placée entre le couvercle transparent et la plaque absorbante.
La comparaison faite par Rui Duan (2011) a prouvé que le gel d'air a réduit la perte de chaleur supérieure à 47% de la perte de chaleur totale contre 88% lors de l'utilisation du verre seul. [25]

I. 8. 2. Paramètres externes

I. 8. 2. 1. Vitesse du vent

On peut constater que plus la vitesse du vent croît, les rendements diminuent. Ceci est dû aux pertes de chaleur qui varient proportionnellement avec la vitesse du vent.

L'étude a été réalisée par Ghellab A et autres (2013). [26]

I. 8. 2. 2. La température ambiante

Sur trois fluides sélectionnés, de l'eau, de l'éthylène glycol et un mélange d'eau et de propylène glycol l'eau est le meilleur fluide de travail dans ces systèmes.

Dans les climats froids où l'eau peut geler pendant les hivers, il serait plus approprié d'utiliser la solution d'eau et propylène glycol.

Ces études expérimentales et théoriques ont été réalisées par Farzad Jafarkazemi, Emad Ahmadifard (2012). [27]

L'étude de Letz T and Lallemand M (1986). [22] a montré que Le rendement est assez sensible à la température ambiante puisqu'il varie d'environ 10 % entre un capteur fonctionnant en hiver et un capteur fonctionnant en été.

La diminution du rendement avec la température ambiante provient de l'augmentation des échanges convectifs entre la vitre et l'air ambiant et également de l'augmentation des pertes radiatives, car la température de ciel diminue en même temps que la température ambiante.

I. 8. 2. 3. Rayonnement solaire

Le capteur solaire est l'élément essentiel pour l'exploitation de l'énergie solaire, il capte le rayonnement solaire et le transforme sous forme de chaleur de serre par des matériaux à coefficients d'absorption élevés.

Ce travail a permis de présenter tout d'abord une étude descriptive sur les différentes zones, ils ont constaté que le rayonnement solaire global Atteint des valeurs optimales dans les zones désertiques avec un débit global égal à 1008w / m².

Les meilleures zones sont donc les zones désertiques.

Cette étude descriptive a été réalisée par Djedid Taloub et autres (2019). [28]

I. 9. Les obstacles dans le capteur solaire à air

I. 9. 1. Le rôle des obstacles

Le but de l'obstacles dans le conduit d'air est de créer un écoulement secondaire, un écoulement rotatif ou une turbulence, de façon à augmenter le coefficient de transfert de chaleur et donc la performance du conduit d'air.

Divers obstacles formés, y compris des générateurs de tourbillons, des ailettes en forme de delta, des ailettes rectangulaires, des canettes peuvent être attachées et pliées afin de créer une turbulence dans le champ d'écoulement. [29]

I. 9. 2. Diverses recherches sur différents types d'obstacles

Labeled A et al (2009). [30] ont étudié théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle Ils ont introduit dans la veine d'air utile des rugosités artificielles métalliques très minces d'épaisseur 0.4 mm dont la géométrie est sous forme d'un canal de base trapézoïdale. Figure. I. 9 représente les éléments du capteur étudié.

L'adjonction de ces chicanes permet l'augmentation de la surface d'échange convectif. En plus de l'échange avec la plaque absorbante.

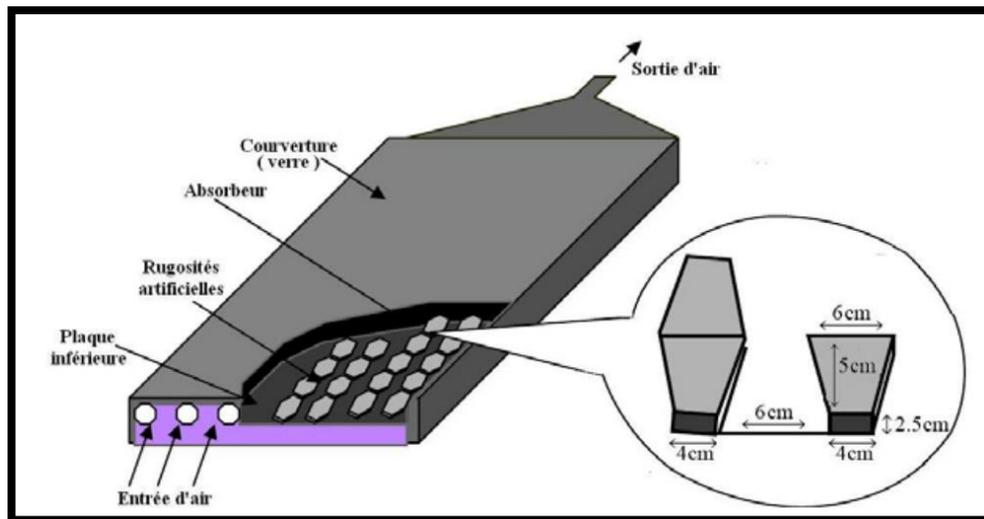


Figure. I. 9 : Schéma du modèle expérimental. [30]

Enfin, les résultats suivants ont été obtenus :

Il y a nette amélioration des performances lorsque le capteur est garni de rugosités artificielles.

On constate que le rendement augmente avec le débit et qu'une nette amélioration des performances est apportée par l'adjonction des chicanes.

La température de l'absorbeur pour un capteur sans chicanes pour les différents débits est plus élevée que celle d'un capteur avec chicanes.

On remarque que les rugosités artificielles permettent d'améliorer les performances thermiques du capteur. En effet un gain d'environ 20°C est obtenu.

K. Aoues et al (2009). [31] ont étudié expérimentalement l'amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air a une superficie de $1,74\text{ m}^2$.

La veine d'air dynamique est équipée de rangées d'obstacles métalliques minces soudées perpendiculairement à l'écoulement sur la plaque inférieure placée au-dessus de l'isolant (Fig. 8).

Ces obstacles ont deux formes différentes (model-1 et model-2) où la différence entre les deux réside dans la partie inclinée d'angle α respectivement égale à 60° et 120° (Fig. 9).

Ainsi, ces obstacles ont été mis en place et espacés d'une distance (d) suivant deux configurations, A et B, respectivement à $d = 10$ et $d = 5$ cm (fig. 2). Les deux configurations, A et B, se différencient donc par le nombre de rangées (de chicanes), respectivement égale à 152 et 256 chicanes.

Le schéma illustre un capteur solaire plan à air équipé de chicanes. On observe une plaque supérieure inclinée, une plaque inférieure avec des obstacles métalliques, et un isolant en dessous. L'air entre par l'air inlet et sort par l'air outlet. Un capteur solaire est visible sur la plaque supérieure. Un manomètre différentiel mesure la pression de l'air. Un détail en cercle montre une chicane avec une hauteur de 1 cm et une longueur de 1,5 cm.

Figure. I. 10 : Schéma du dispositif expérimental. [31]

20

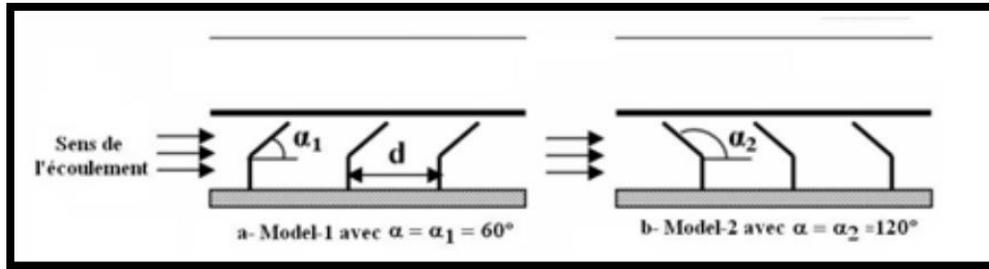


Figure. I. 11 : Schéma descriptif des chicanes. [31]

Les résultats sont les suivants :

La meilleure configuration est celle qui donne la valeur du rendement la plus grande qui est pour notre cas la configuration (B1) $\eta = 57.80 \%$.

Il est important de signaler également que les chicanes du modèle-1 placées dans les configurations (A1 et B1) ont les meilleurs résultats par comparaison à ceux des configurations (A2 et B2) qui sont des chicanes du modèle-2. Ceci peut s'expliquer par le fait que les chicanes du modèle-1 inclinées d'un angle aigu permettent l'orientation du fluide caloporteur en écoulement vers la plaque absorbante, d'où l'augmentation de l'échange convectif. Par contre les chicanes du modèle-2 orientent le fluide caloporteur vers la plaque inférieure.

A. Ahmed-Zaïd et al (2001). [32] ils ont étudié différentes formes, comme le montrent Figure. I. 12, Figure. I. 13, et Figure. I. 14, les chicanes Delta Cintrées Longitudinalement (DCL), Ogivales Cintrées Longitudinalement (OCL) et Transversales- Longitudinales (TL).

Dans tous les cas les résultats sont améliorés car la section de passage de l'air est réduite.

Après analyse des résultats, le capteur muni d'obstacles TL paraît le meilleur.

Le temps du séchage dans la 1ère claie est plus long avec le capteur sans obstacles (SC) mais très intéressant avec le capteur muni d'obstacles DCL puis TL.

Le meilleur rendement est obtenu à faible débit par dans le cas d'un capteur muni d'obstacles TL, puis suivi d'un capteur muni d'obstacles DCL.

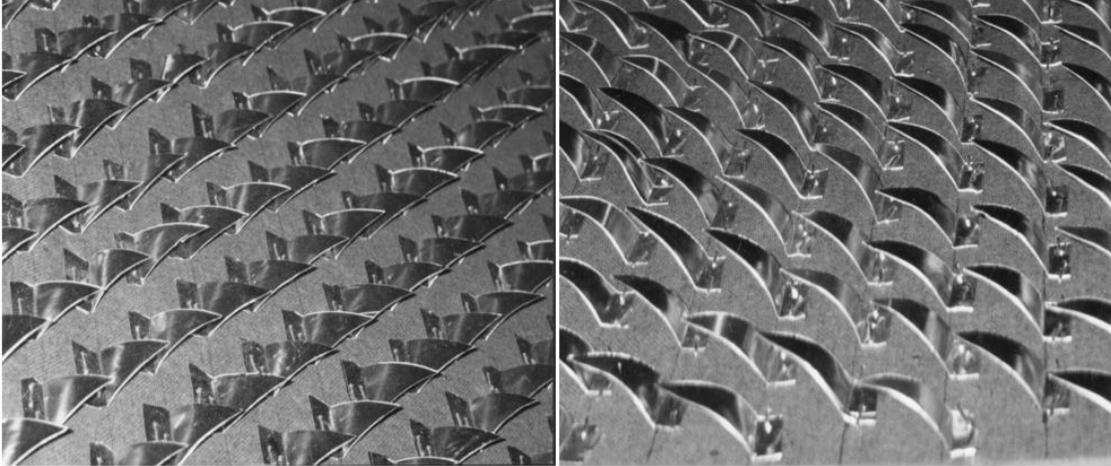


Figure. I. 12 : Disposition des obs DCL. [32]

Figure. I. 13 : Disposition des obs OCL. [32]

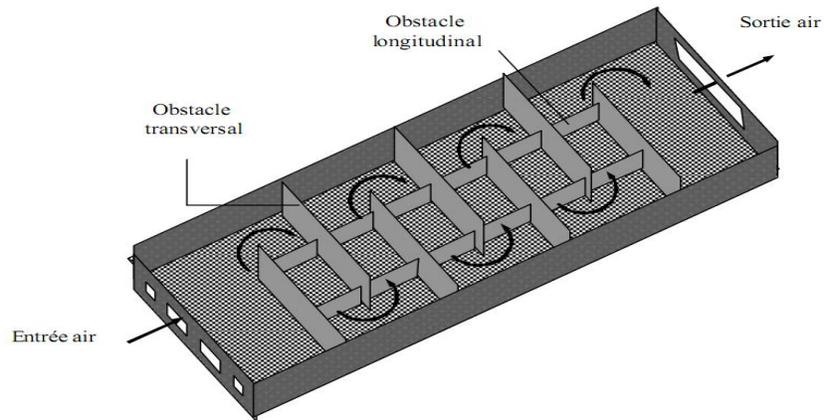


Figure. I. 14 : Capteur muni d'obstacles TL. [32]

I. 10. Bilan thermique d'un capteur solaire plan

Les performances d'un capteur solaire sont décrites par le bilan énergétique global suivant [33] :

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

Où : φ_{sa} Flux solaire absorbé. φ_p Flux perdu par la paroi absorbante.

φ_u Flux utile transmis au fluide caloporteur. φ_{st} Flux stocké dans le capteur.

En négligeant l'énergie thermique stockée dans les différents composants du capteur (inertie thermique), on obtient : $\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p$

I. 11. Le rendement d'un capteur solaire

I. 11. 1. Le rendement optique

Le rendement optique prend la forme [34] :

$$\eta_o = \frac{Q_{sa}}{\varphi_g \times A_c} \quad (I.2)$$

A_c Surface de captation, m^2 .

Q_{sa} Puissance solaire absorbée, W.

φ_g Flux global de rayonnement solaire reçu par le capteur plan à air, W/m^2 .

I. 11. 2. Le rendement thermique

Le rendement thermique est donné par la formule suivante [33] :

$$Q_U = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (I.3) \quad \text{et} \quad \eta = \frac{Q_U}{I_G \cdot S_{abs}} \quad (I.4)$$

Qui s'écrit :

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot cp \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{I_G \cdot S_{abs}}$$

Q_u : Le gain de chaleur utile [W].

I_G : Rayonnement solaire incident [w/m^2].

I. 11. 3. Le rendement interne

Le rendement interne du capteur est défini par le flux utile transmis au fluide caloporteur / le flux solaire absorbé [35] :

$$\eta_i = \varphi_u / \varphi_{sa} \quad (I.5)$$

I. 12. Les différents échanges thermiques dans un capteur plan vitré

I. 12. 1. Transfert thermique par conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation 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 les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température [36] :

$$Q_{cond} = -\lambda.S.grad(T) \quad \text{Loi Fourier} \quad (I.6)$$

λ : coefficient de conductivité thermique du milieu [w/m.k].

Q_{cond} : Le flux de chaleur par conduction [W].

S : surface d'échange [m^2].

I. 12. 1. 1. Le coefficient de transfert de chaleur par conduction

Les coefficients de transfert de chaleur par conduction à travers la vitre, l'isolant et le support arrière du capteur seront donnés par [34] :

$$h_{d-i} = \lambda_i/e_i \quad (I.7)$$

Avec, i , l'indice du milieu.

I. 12. 2. Transfert thermique par convection

La convection est un transport d'énergie dû à des mouvements macroscopiques.

On distingue deux types de convection [36] :

La convection forcée : le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, une pompe, un ventilateur...etc.).

La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par des variations de température au sein du fluide, tel est le cas de la thermo-circulation.

Le transfert thermique convectif est régi par la loi de Newton :

$$Q_{conv} = h.S.(T_p - T_f) \quad (I.8)$$

Q_{conv} : le flux échangé par convection.

h : coefficient de convection.

T_p : température de la paroi solide.

T_f : température du fluide.

S : surface de la paroi solide en contact avec le fluide.

I. 12. 2. 1. Le coefficient d'échange convectif dû au vent

C'est la relation développée par Mc. Adams et al. [34], qui est retenue pour le calcul de l'échange thermique par convection dû au vent, celle-ci intervient dans le transfert à l'avant et à l'arrière du capteur.

$$h_{VV} = 5,67 + 3,86V_v \quad (I.9)$$

V_v : vitesse du vent [m/s].

I. 12. 2. 2. Le coefficient d'échange convectifs entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, peut être calculé par l'expression suivante [34] :

$$h_{vnat} = 1,42 \left(\frac{(T_{ab} - T_a) \sin(\beta)}{L} \right)^{1/4} \quad (I.10)$$

β : Angle d'inclinaison du capteur.

T_{ab} : Température absorbeur °C.

T_a : Température ambiante °C.

I. 12. 3. Transfert thermique par rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement à lieu lorsque de l'énergie sous forme des ondes électromagnétiques est émise par une surface et absorbée par une autre.

I. 12. 3. 1. Le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste

Il se fait comme suit [3] :

$$h_{rc} = \sigma \varepsilon_v (T_v + T_c)(T_v^2 + T_c^2) \quad (I.11)$$

σ la constante de Stephan Boltzmann ($\sigma = 5,673 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$).

T_v la température de la vitre.

T_c est la température équivalente de la voute céleste donnée par la relation de Swinbank (1963) [37] :

$$T_c = 0.0552 \cdot T_a^{1.5} \quad (I.12)$$

I. 12. 3. 2. Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre

Il est donné selon la relation suivante [37] :

$$h_{rpl} = \frac{\sigma(T_{ab}^2 + T_{v1}^2)(T_{ab} + T_{v1})}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (I.13)$$

ε_p , ε_v sont respectivement les émissivités de l'absorbeur et du vitrage.

Dans le cas de deux couvercles en verre :

Le coefficient de transfert de chaleur radiatif entre le deuxième vitrage à la température T_2 à la température ambiante à T_a est [37] :

$$h_{r2a} = \sigma \varepsilon_v (T_{v2}^2 + T_a^2)(T_{v2} + T_a) \quad (I.14)$$

I. 12. 3. 3. Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant

Il est donné selon la relation suivante [34] :

$$h_{r, p-m} = \frac{\sigma(T_{ab} + T_m) \times (T_{ab}^2 + T_m^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{v-m}} + \frac{1}{\varepsilon_m} - 1} \quad (I.15)$$

T_m : Température de plaque métallique.

ε_m : Emissivité de la plaque métallique.

ε_{v-m} : Emissivité de l'absorbeur.

I. 12. 3. 4. Coefficient de transfert radiatif Entre la face arrière du capteur et le sol

Le coefficient de transfert radiatif Entre la face arrière du capteur et le sol est indiqué par la relation suivante [34] :

$$h_{r, is-s} = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot (1 + \cos(\pi - \beta)) \times (T_{is} + T_s) \times (T_{is}^2 + T_s^2) \quad (I.16)$$

I. 13. Perte énergétique dans un capteur solaire (thermique)

La perte d'énergie du capteur solaire thermique est divisée en deux sections principales.

I. 13. 1. Pertes thermiques vers l'avant du capteur

Une relation empirique formulée par Klein [34] :

$$U_{AV} = \left\{ \frac{N_c}{\frac{c}{T_{pm}} \times \left(\frac{T_{pm} - T_a}{N_c + f} \right)^{0.33} + \frac{1}{h_{c-v}}} \right\}^{-1} + \frac{\sigma \times (T_{pm} + T_a) \times (T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_{p\beta} + 0.0591 \times N_c \times h_{c-v})^{-1} + \frac{2 \times N_c + f - 1 + 0.133 \times \varepsilon_{p\beta}}{\varepsilon_{p\beta}} - N_c} \quad (\text{I.17})$$

$$\text{Avec, } c = 520(1 - 0.000051 \times \beta^2) \quad (\text{I.18})$$

$$\text{où } 0 < \beta < 90^\circ$$

Le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent est donné par :

$$f = (1 + 0.089 \times h_{c-v} - 0.1166 \times h_{c-v} \times \varepsilon_{p\beta}) \times (1 + 0.07866 \times N_c) \quad (\text{I.19})$$

Cette expression est valable pour les conditions précisées ci-dessous :

$$\left\{ \begin{array}{l} 47^\circ\text{C} < T_{pm} < 147^\circ\text{C} \\ -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C} \\ V_V < 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} 0.1 < \varepsilon_{p\beta} < 0.95 \\ 1 < N_c < 3 \\ 0 < \beta < 90^\circ \end{array} \right.$$

I. 13. 2. Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

L'expression traduisant le coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur solaire est [34] :

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + 1/h_{c-v}} = \frac{1}{h_d + 1/h_{c-v}} \quad (\text{I.20})$$

$$h_d = \sum_{i=1}^n e_i / \lambda_i \quad (\text{I.21})$$

h_d : Coefficient d'échange par conduction à travers les couches isolantes, $\text{W/m}^2.\text{K}$.

h_{c-v} : Coefficient d'échange convectif dû au vent, $\text{W/m}^2.\text{K}$.

CHAPITRE **II**

Modalisation numérique d'un capteur solaire plan

II. 1. Introduction

Ce chapitre est une introduction à la simulation de l'écoulement à l'intérieur d'un capteur solaire équipé par des obstacles. Il est consacré au traitement de la géométrie des différentes configurations considérées, les hypothèses simplificatrices, les conditions aux limites est en plus les équations de modélisation qui contrôlent l'écoulement dans le but de mettre en évidence les phénomènes qui se produisant lors le passage d'écoulement à l'intérieur de capteur.

La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations de Navier-Stokes et les équations de continuité. La simulation numérique de tous les types d'écoulement peut être considérée comme une expérience numérique si elle fait avec soin. L'avantage de ces méthodes est que toutes les grandeurs physiques liées à l'écoulement tel que le champ de vitesses, le champ de pression, les contraintes, etc., sont immédiatement disponibles à tout moment dans l'écoulement.

Avant commence une simulation numérique, Il faut savoir certains concepts théoriques de base. Ces concepts concernent la définition des équations principales régissant l'écoulement et la modélisation de la turbulence. Les équations qui gouvernent l'écoulement sont les équations de Navier-Stokes et de continuité qui sont écrites pour un fluide newtonien incompressible [38] comme :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial (u_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad \text{II.1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{II.2}$$

Avec $u_ = (U, V, W)$ est le vecteur de vitesse, t est le temps, p est la pression, ρ est la masse volumique et ν est la viscosité cinématique du fluide.

Plusieurs méthodes telles que les méthodes des éléments finis et des volumes finis sont recommandées pour résoudre les équations de Navier-Stokes et les équations de continuité.

La méthode des volumes finis est actuellement la base de plusieurs codes commerciaux dans le domaine de la mécanique des fluides et de transfert de chaleur, telles que CFX, FLUENT et STAR-CD.

- ***DNS (Direct Numerical Simulation) :***

Les équations gouvernant l'écoulement sont une représentation mathématique des principes physiques fondamentaux. L'approche la plus exacte pour la simulation de la turbulence est de résoudre les équations sans modélisation de la turbulence. La simulation numérique directe (Direct Numerical Simulation) est une méthode qui consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes sans faire la moindre hypothèse sur les propriétés de la turbulence. Elle donne accès à toutes les informations physiques de l'écoulement. La grande limitation de cette méthode réside dans l'obligation de générer un maillage, au moins, aussi fin que le plus petit tourbillon présent dans l'écoulement. Elle nécessite, donc, une mémoire de stockage importante. [38]

- ***Approches statistiques(RANS) :***

C'est une approche basée sur la décomposition des variables décrivant le mouvement en leur moyenne statistique et la fluctuation autour de cette moyenne. Dans une première approche, le mouvement moyen est considéré stationnaire et la totalité du mouvement fluctuant est considéré aléatoire. La moyenne effectuée pour les équations de Navier-Stokes régissant l'écoulement associé à cette décomposition conduit à un système d'équations pour le mouvement moyen. La présence des structures organisées dans les écoulements turbulents conduit à ne plus considérer l'ensemble du mouvement fluctuant comme aléatoire, et ainsi, à adopter des approches instationnaires. La première approche URANS "Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes" est la plus largement utilisée, et consiste à ne plus considérer le mouvement moyen stationnaire et à appliquer les mêmes schémas de fermeture qu'en modélisation RANS pour la modélisation des contraintes turbulentes. Les équations du mouvement moyen sont les mêmes que les équations RANS, au terme temporel près. Cette approche conduit souvent, dans le cas des écoulements décollés, à des faibles prédictions du fait du manque d'adaptation des échelles de vitesse et de longueur du mouvement turbulent utilisées pour ces modèles. [38]

- ***Simulation des grandes échelles (Large Eddy Simulation LES) :***

L'approche LES (Large Eddy Simulation) est une alternative aux deux autres méthodes précédentes. Avec cette méthode, seules les grosses structures tourbillonnaires sont calculées à partir des équations de Navier-Stokes filtrées et les petites échelles sont modélisées par un modèle de sous-maille (SGS Model, Sub-Grid Scale Model). On accède ainsi à une physique plus fine car les grosses structures de la turbulence sont les plus énergétiques. En pratique, le modèle de sous

maille est construit de manière à reproduire la partie du spectre de la turbulence incalculable sur le maillage considéré. Cette méthode requière moins de ressources que l'approche DNS mais beaucoup plus que la méthode RANS. Mais contrairement à l'approche RANS qui fournit uniquement des résultats moyens, la méthode LES permet d'accéder aux informations sur le comportement instationnaire de l'écoulement. Les intérêts de cette méthode sont tout d'abord liés à une grande réduction des besoins informatiques par comparaison à l'approche DNS et également aux informations supplémentaires apportées par rapport à l'approche RANS. [38]

II. 2. Modélisation mathématique

Le meilleur modèle mathématique, disponible jusqu'à ce jour, pour décrire les différents phénomènes thermo-hydrauliques, aussi complexes soient-ils, rencontrés dans la majorité des problèmes de l'industrie des systèmes thermo-hydraulique, est le système d'équations de Navier Stokes. Les équations de Navier-Stokes restent mathématiquement d'un formalisme particulièrement ardu. Il s'agit en effet d'équations aux dérivées partielles non linéaires en fonction du temps et d'espace. Aucun cadre général n'existant pour ce genre de problème, des hypothèses simplificatrices sont formulées afin d'obtenir des modélisations abordables mathématiquement. [29]

L'étude de la dynamique et thermique des fluides est basée sur le système d'équations de Navier Stokes qui sont le principe de conservation de la masse, le principe de conservation de la quantité de mouvement et le principe de conservation de l'énergie. Celles-ci permettent d'établir des relations entre des variables qui, dans le cas général, sont la masse volumique, la température, les trois composantes de la vitesse et la pression. Ces variables sont toutes fonctions des coordonnées de l'espace et du temps.

Les équations qui régissent l'écoulement en régime transitoire et en coordonnées cartésiennes, s'écrivent comme suit :

a) Equation de continuité pour fluide

L'équation s'écrit comme suit [39] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m = 0 \quad (\text{II. 3})$$

ρ : la masse volumique

V : La vectrice vitesse

S_m : terme source massique (kg)

Si le fluide est incompressible, l'équation de continuité de masse se simplifie en une équation de continuité de volume :

$$\nabla \bar{v} = 0$$

b) Equation de quantité de mouvement

En mécanique de fluide, l'équation de bilan de la quantité de mouvement découle du principe fondamental de la dynamique appliquée à un fluide, avec l'équation de conservation de la masse et l'équation de la chaleur. Elle est définie par [40] :

$$\frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial t} + \bar{\nabla}(\rho \bar{v} \otimes \bar{v}) = -\bar{\nabla}p + \bar{\nabla}\tau + \rho \bar{f} \quad (\text{II. 4})$$

c) Equation d'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit, selon Patankar et Spalding [29] :

$$\rho C_P \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} \right] = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] + q + \mu \Phi \quad (\text{II. 5})$$

Où : q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

k : La conductivité thermique.

Φ : La dissipation visqueuse.

II. 2. 1. Hypothèse simplificatrices

De façon à obtenir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, on suppose :

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

II. 2. 2. Equations Gouvernantes

En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continue, on peut utiliser les lois classiques de la conservation.

Dans le cas de l'écoulement bidimensionnel et stationnaire, le système d'équations, relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit [41] :

II. 2. 2. 1. Équation de continuité

Pour un écoulement incompressible ($\rho = \text{constante}$) on obtient

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II. 6})$$

II. 2. 2. 2. Equation de conservation de la quantité de mouvement

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \left(2 \frac{\partial u}{\partial x}\right)] + \frac{\partial}{\partial y} [(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)] \quad (\text{II. 7})$$

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} [(\mu + \mu_t) \left(2 \frac{\partial v}{\partial y}\right)] + \frac{\partial}{\partial x} [(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)] \quad (\text{II. 8})$$

II. 2. 2. 3. Conservation de l'énergie

a) Conservation de l'énergie dans le fluide

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad (\text{II. 9})$$

b) Conservation de l'énergie dans la paroi

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{II. 10})$$

II. 2. 3. L'hypothèse de Boussinesq (concept de viscosité turbulente)

Afin de relier le tenseur des contraintes visqueuses au champ de vitesse en utilisant la similitude avec la loi de comportement d'un fluide visqueux, le mathématicien et l'hydraulicien Joseph Valentin Boussinesq (1877) a été le premier qui a proposé un modèle de turbulence où il a introduit le concept de viscosité turbulente. Boussinesq a proposé une relation reliant le tenseur de Reynolds au champ moyen de vitesse, où l'objectif de la modélisation de la turbulence dans ce cadre est d'avoir une relation entre la viscosité turbulente et les autres inconnues du problème pour qu'on puisse fermer le système d'équation à résoudre ; la relation est définie comme :

$$R_{IJ} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II. 11})$$

Où : $\mu_t(x,t)$ représente la viscosité turbulente.

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection naturelle provoquée par des gradients de la température soit évidente. Quand les forces de flottabilité se produisent dans l'écoulement, la conception des propriétés physiques fixes n'assortit plus le comportement de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection naturelle est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique. [40]

II. 2. 3. 1. Hypothèses simplificatrices

- Les propriétés thermo-physiques du fluide sont constantes
- Fluide newtonien et incompressible
- Le régime est laminaire
- Le transfert de chaleur est bidimensionnel
- La dissipation d'énergie sous forme visqueuse est négligée
- La densité du fluide en termes des forces de volume varie linéairement avec la température.

Cette variation est donnée par l'approximation de Boussinesq via l'équation d'état du fluide [42] :

$$P = \rho RT \quad (\text{II. 12})$$

Si le fluide se comporte selon le modèle du gaz idéal A un niveau y , on a :

$$\rho = \frac{P_\infty}{R} / T \quad \text{and} \quad \rho = \frac{P_\infty}{R} / T_\infty$$

Par conséquent:

$$\rho - \rho_\infty = \rho \left(1 - \frac{T}{T_\infty} \right)$$

L'expression peut être organisée comme suit :

$$\frac{\rho_\infty - \rho}{\rho_\infty} \left(1 - \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho_\infty} \right)^{-1} = \frac{T - T_\infty}{T_\infty} \quad (\text{II. 13})$$

Qui dans la limite $(T - T_\infty) \ll T_\infty$ donc :

$$\rho = \rho_0 \left(1 - \frac{T - T_0}{T_0} + \dots \right)$$

- La densité du fluide en termes des forces de volume varie linéairement avec la température.

Cette variation est donnée par l'approximation de Boussinesq :

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta T (T - T_0)) \quad \text{et} \quad \beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

β : Rappelant la définition du coefficient de dilatation thermique.

II. 3. Présentation des logiciels de simulation

II. 3. 1. Présentation du logiciel Gambit

Le logiciel Gambit est un mailleur 2D/3D ; pré-processeur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics), il génère des fichiers*.msh pour Fluent.

Gambit regroupe trois fonctions [43] :

- Définition de la géométrie du problème.
- Le maillage et sa vérification.
- La définition des frontières (Types de conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

La façon de l'organigramme de création de la géométrie dans notre travail, par le pré processeur Gambit, est présentée sur la (Figure. II. 1) :

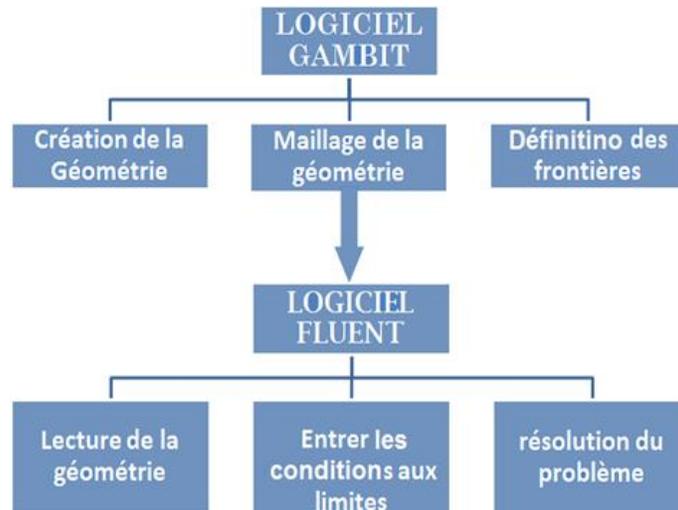


Figure. II. 1 : Schémas des étapes à suivre pour la simulation. [38]

II. 3. 2. Présentation du logiciel FLUENT

Le code de calcul CFD (dynamique des fluides numérique) FLUENT® du propriétaire ANSYS est un logiciel de simulation numérique des problèmes liés aux écoulements de fluides, transferts thermiques, transferts massiques, magnétohydrodynamiques, et parfois des problèmes de structure. Il est fondé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations associées aux écoulements des fluides.

Ce code CFD très utilisé dans l'industrie, résout les équations régissant sous la forme commune (équation générale de transport) pour chaque quantité physique décrite par une équation différentielle aux dérivées partielles. Avant de procéder à la résolution de différentes équations différentielles. [44]

II. 4. Notion de maillage

Un maillage est une discrétisation qui couvre d'éléments géométriques simples un domaine sans chevauchement ni vide.

Les éléments de base ont des propriétés de position et de dimension et des informations topologiques tels la connectivité et le voisinage.

Pour simuler un écoulement en mécanique des fluides, par exemple dans une turbine hydraulique, nous devons résoudre des Équations aux dérivées partielles sur un domaine géométrique donné ou dans un volume donné ; L'équation de Laplace peut être résolue pour obtenir l'écoulement potentiel. Les équations d'Euler peuvent aussi être résolues si les effets des couches visqueuses sont négligés pour l'écoulement ; Les éléments du maillage nous permettent de discrétiser les équations aux dérivées partielles en équations algébriques. Les équations algébriques peuvent être résolus par la méthode des différences finies, les volumes finis, ou les éléments finis. [45]

II. 4. 1. Types de maillage

II. 4. 1. 1. Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants [35,42,45] :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage.

Les inconvénients sont :

- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

II. 4. 1. 2. Maillage non structuré (tri/tétra.)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Ses avantages [35,42,45] :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Les inconvénients sont :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.

II. 4. 1. 3. Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Ses avantages :

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré. [35,42,45]

II. 5. Techniques de maillage dynamique

- Sliding mesh technique

La technique du maillage coulissant permet aux grilles adjacentes de glisser l'une par rapport à l'autre. Ainsi, les faces de la grille n'ont pas besoin d'être associées à l'interface de la grille. Cet état nécessite une technique de calcul du flux entre les deux zones d'interface non conformes de chaque interface de grille. Pour calculer le flux, l'intersection entre les zones d'interface est déterminée à chaque nouvelle étape temporelle. [38] L'intersection résultante produit une zone intérieure (une zone avec des cellules de fluide des deux côtés) et une ou plusieurs zones périodiques. Si le problème n'est pas périodique, l'intersection produit une zone intérieure et une paire de zones murales (qui seront vides si les deux zones d'interface se croisent entièrement), comme le montre la figure. II. 2. Le nombre de faces dans ces zones d'intersection varie à mesure que les zones d'interface se déplacent les unes par rapport aux autres. Principalement, les flux à travers l'interface de grille sont calculés en utilisant les faces résultant de l'intersection des deux zones d'interface, plutôt qu'à partir de la zone d'interface qui se fait face.

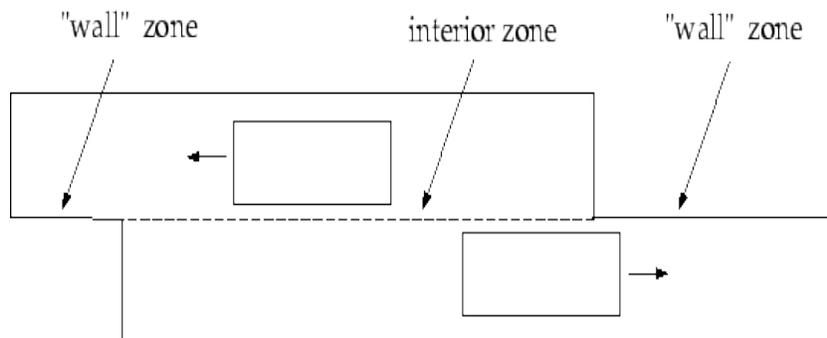


Figure. II. 2 : Zones créées par une intersection d'interface non périodique. [38]

Dans l'exemple de la figure. II. 3 :, les zones d'interface sont composées de faces A-B et B-C et de faces D-E et E-F. Les faces a-d, d-b, b-e, etc. sont générées par l'intersection de ces zones. Les faces produites dans la région où les deux zones cellulaires se chevauchent (d-b, b-e et e-c) sont groupées pour former une zone intérieure, tandis que les faces restantes (a-d et c-f) sont appariées pour former une zone périodique. Pour calculer le flux à travers l'interface dans la cellule IV, par exemple, la face D-E est ignorée et les faces d-b et b-e sont utilisées à la place, transportant des informations dans la cellule IV des cellules I et III, respectivement

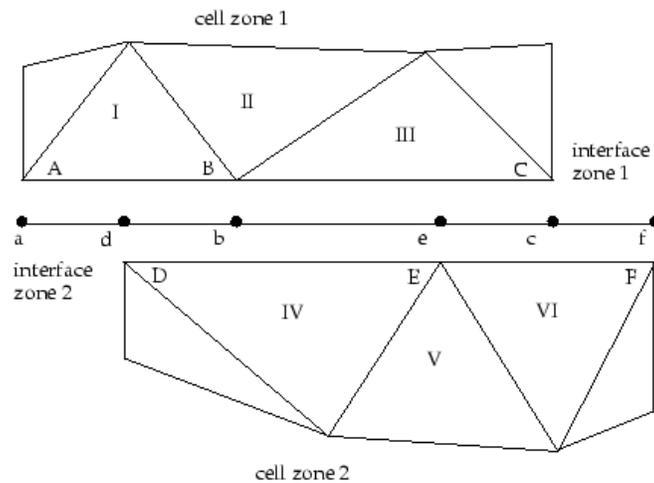


Figure. II. 3 : Interface 2D. [38]

- **Layering method**

La stratégie de maillage dynamique utilisée dans la présente étude est la méthode de '*Layering*' disponible dans ANSYS FLUENT 15.0. La méthode consiste à ajouter ou supprimer des couches de cellules adjacentes à la paroi mobile, en fonction de sa hauteur. [38]

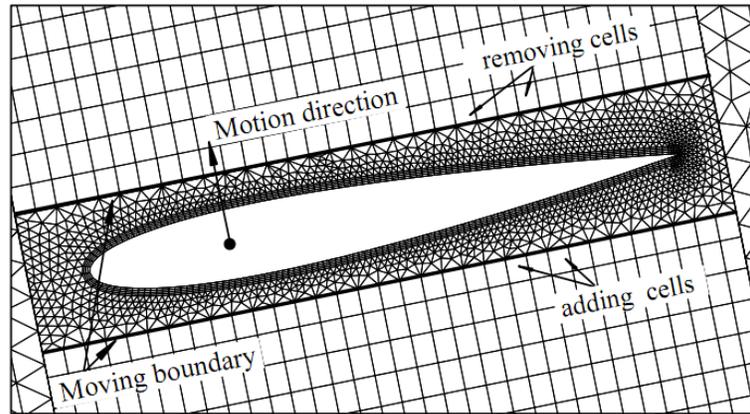


Figure. II. 4 : Illustration de layering technique. [38]

II. 6. Création de la géométrie du domaine d'étude

La géométrie du domaine d'étude est un rectangle bidimensionnel, avec une hauteur et une longueur noter H et L respectivement. La partie utile de capteur contient des obstacles de forme rectangulaire, afin d'assurer un bon échange thermique entre l'absorbeur et l'air.

Dans le tableau (II.1) nous avons résumés les dimensions géométriques du capteur plan.

Caractéristiques géométriques du Maine du modèle testé	
Longueur du capteur solaire L (mm)	1400
Hauteur du conduit H (mm)	25
Espacement entre les obstacles P (mm)	100
Nombre d'obstacles N	17
Hauteur des obstacles H (mm)	12
L'épaisseur des obstacles e (mm)	01
Hauteur du conduit (mm)	25
Diamètre hydraulique D_h (mm)	25
Vitesse de l'air ($m.s^{-1}$)	0.5 $m.s^{-1}$ ($Re = 860$)

Tableau. II. 1 : Données géométriques associées au capteur plan.

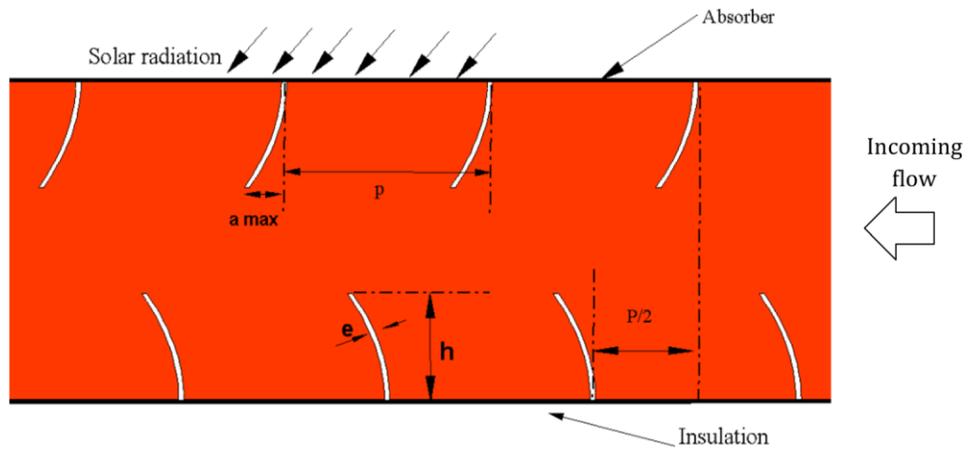


Figure. II. 5 : Forme du capteur proposé.

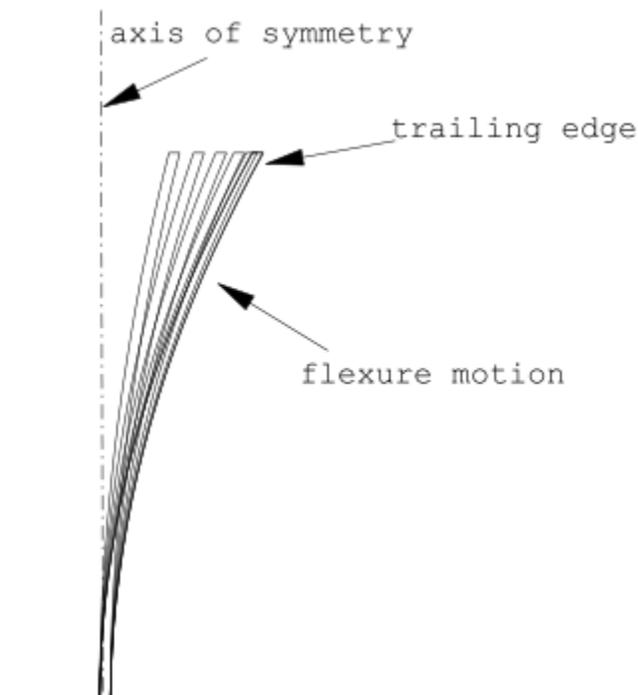


Figure. II. 6 : Flexion de chicane.

L'équation simple de flexion est donnée comme :

$$h(x) = \frac{a_{\max}}{h} \cdot h(y)^2 \cdot \sin(\omega t + \varphi) \tag{II. 14}$$

Où : $h(x)$ est la position instantanée des obstacles le long de l'axe x.
 $h(y)$ est la position instantanée des obstacles le long de l'axe y.
 a_{\max} est l'amplitude, $\omega=2\pi f_{\text{flexion}}$ est la fréquence.
 φ présente la phase, et t est le temps.

II. 7. Définition des frontières

Après avoir choisi le type de solveur "FLUENT5 / 6" dans le menu "Solver", nous définissons les frontières.

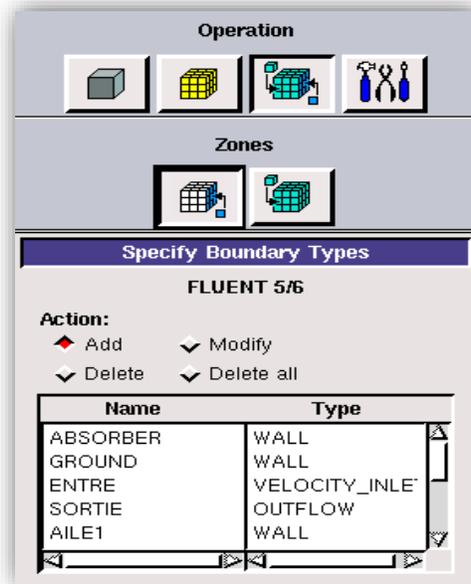


Figure. II. 7 : Définition des frontières.

La condition à la limite type « wall » est définie pour la circonférence du capteur solaire et les obstacles.

- La condition type « velocity-inlet » pour l'entrée d'air. Il est utilisé pour fixer une vitesse d'écoulement à l'entrée, ainsi que toutes les propriétés scalaires pertinentes de l'écoulement, aux entrées d'écoulement à l'aide Ansys-Fluent.
- La condition type Out_flow est utilisée pour modéliser les sorties d'écoulement lorsque les détails de la vitesse et de la pression d'écoulement ne sont pas connus avant de résoudre le problème d'écoulement.

II. 8. Les étapes à suivre sur le solveur FLUENT

II. 8. 1. Importation de la géométrie

Pour démarrer la simulation, vous devez importer le fichier (*.msh) créé sous Gambit.

File → Read → Case...

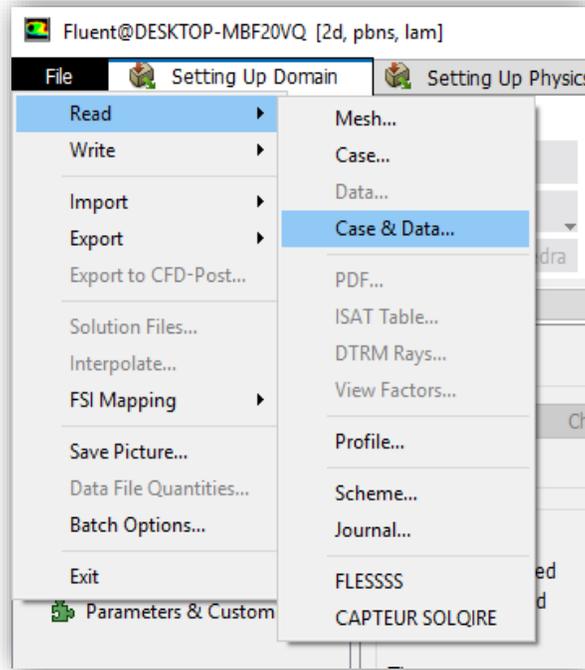


Figure. II. 8 : Importation de la géométrie.

II. 8. 2. Vérification du maillage importé

Cela vous permet de vérifier si le maillage importé n'a pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

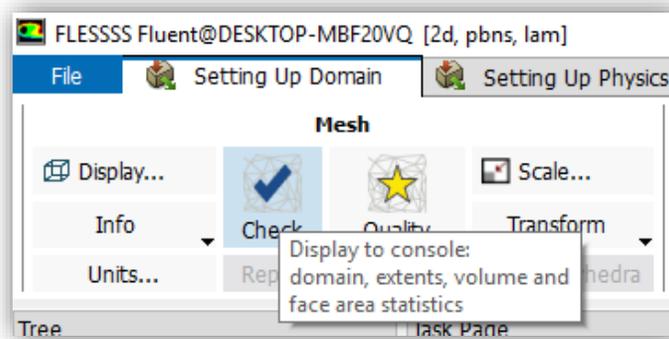


Figure. II. 9 : Vérification du maillage.

II. 8. 3. démonstration de la grille

Pour afficher la grille, nous utilisons : Display → Mesh.

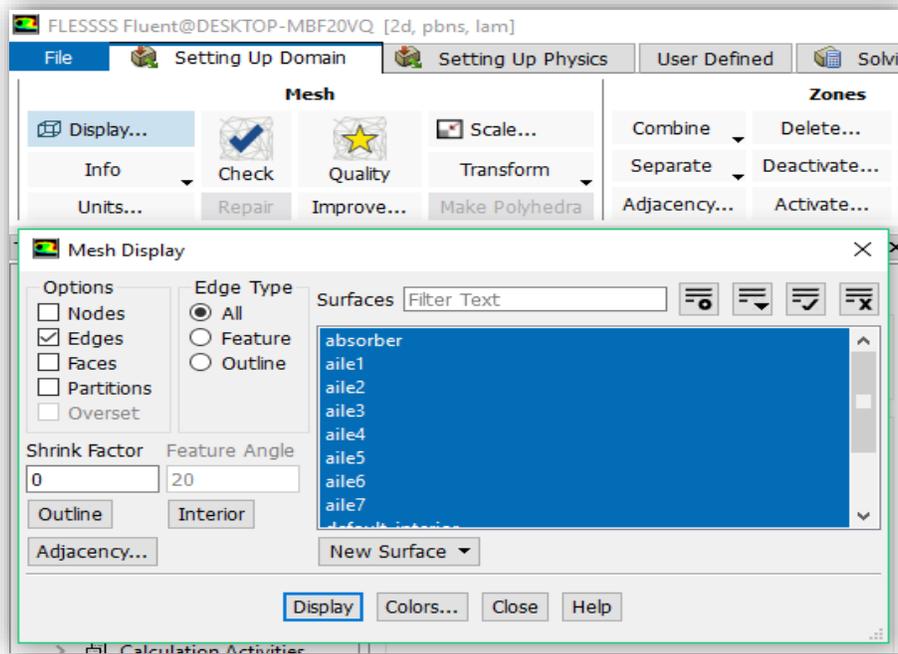


Figure. II. 10 : Affichage de grille.

II. 8. 4. Choix du solveur

Pour choisir un format de solution, nous utilisons le panneau du solveur :

setting up physics → General → Solver

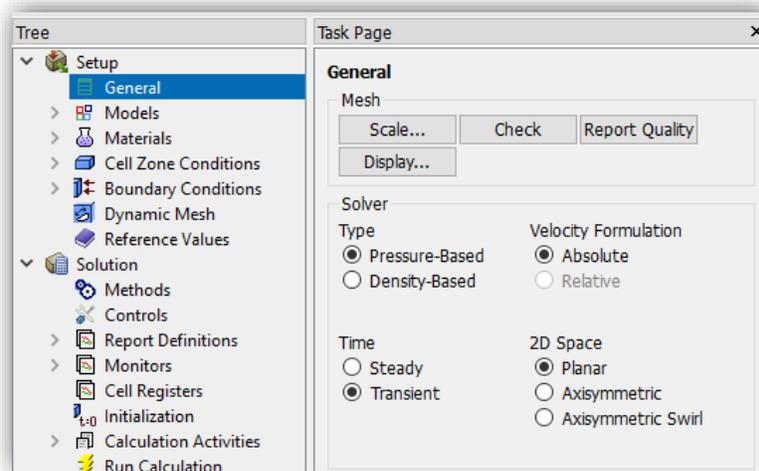


Figure. II. 11 : Format de solution.

C'est ici que nous choisissons le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire. Dans ce cas, l'option 'transient' est choisie.

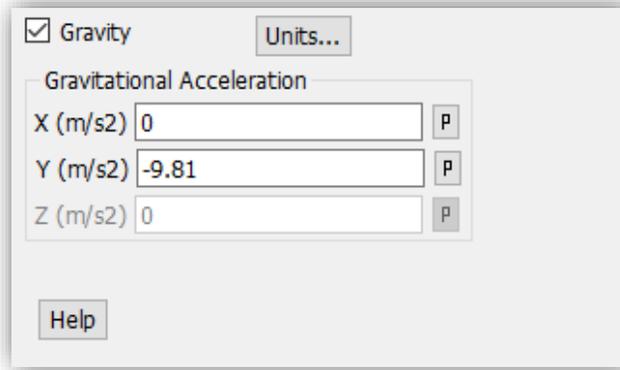


Figure. II. 12 : L'option de force gravitationnelle.

L'option de force gravitationnelle appliquée au capteur solaire dans son ensemble est sélectionnée.

II. 8. 5. L'équation de l'énergie

setting up physics → Models → Solver

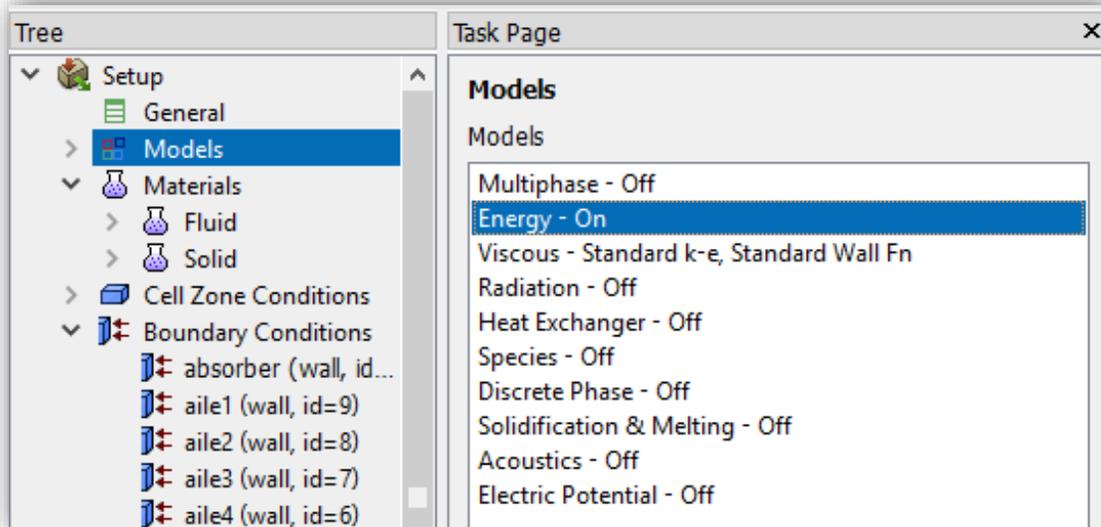


Figure. II. 13 : Exécutez l'équation énergétique d'Ansys fluent.

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique.

II. 8. 6. Modèle de turbulence

Three ou setting up physics → Models → Viscous

Dans ce cas, le modèle k-epsilon a été choisi.

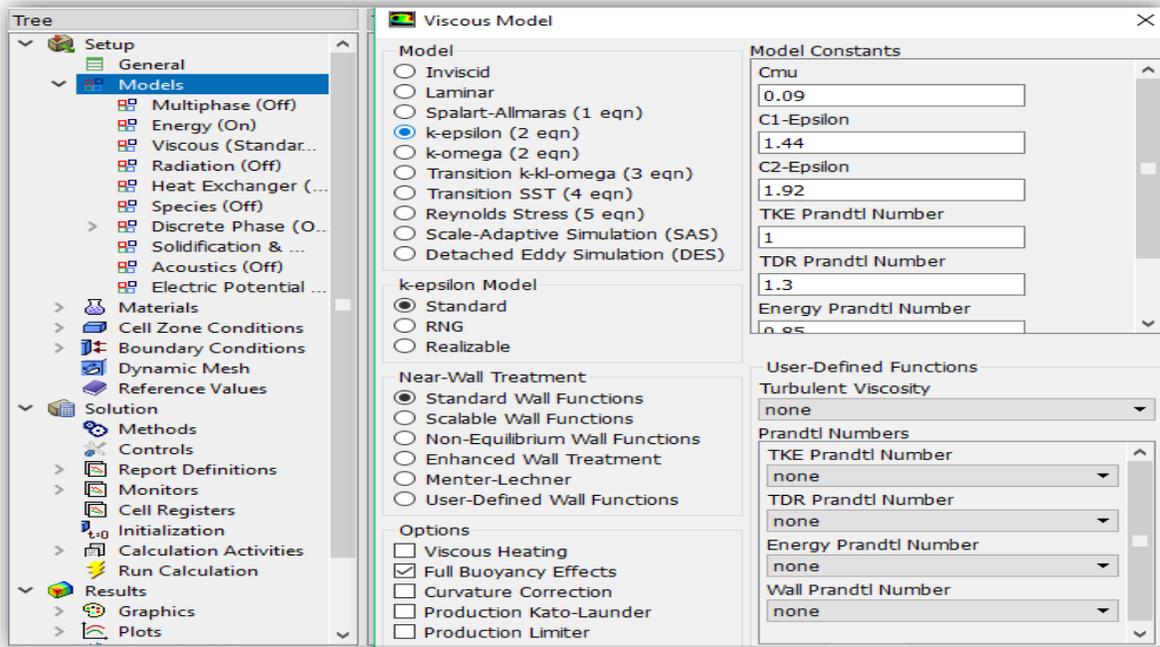


Figure. II. 14 : Modèle de turbulence.

II. 8. 7. Définition des caractéristiques du fluide

Three ou setting up physics → Materials.

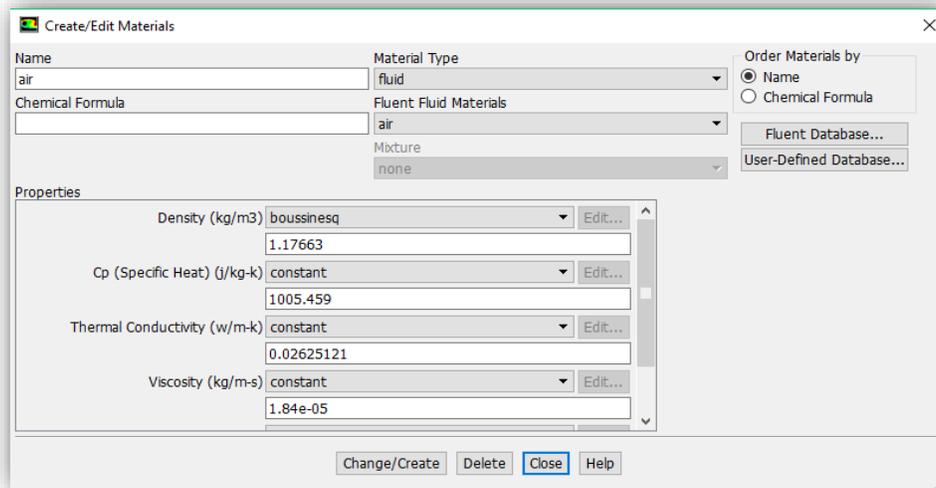


Figure. II. 15 : Caractéristiques du fluide.

II. 8. 8. Conditions aux limites

Three ou setting up physics → Boundary conditions.

- Dans cette partie, les conditions aux limites sont entrées.

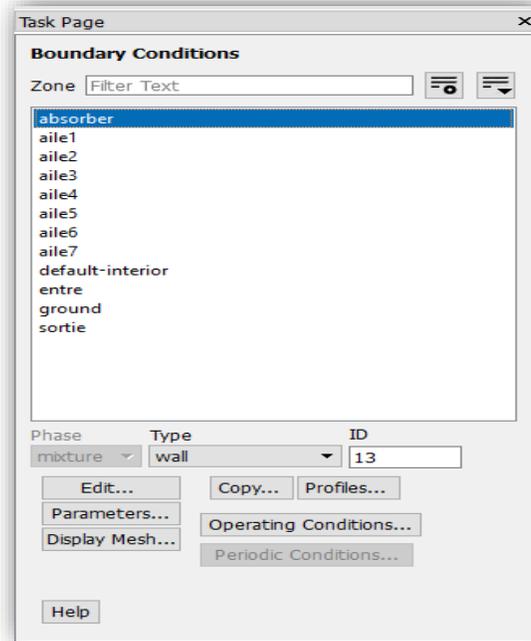


Figure. II. 16 : Conditions aux limites.

II. 8. 9. La méthode de solution sélectionnée sur ANSYSFLUENT

Solution → Methods

- Selon la méthode du volume fini, les équations de Navier-Stokes sont résolues.

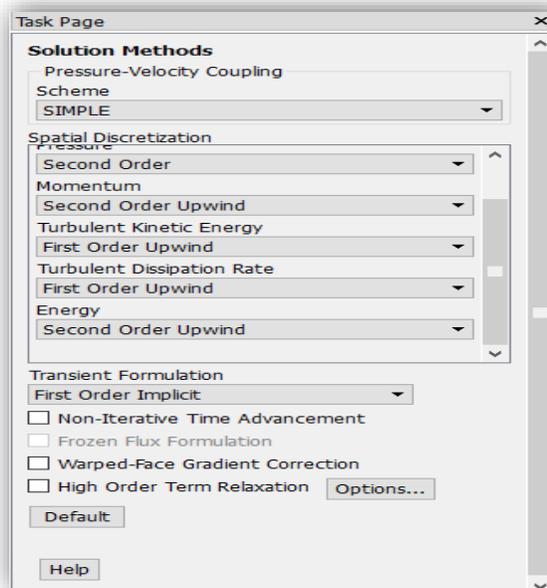


Figure. II. 17 : Le choix de la méthode de calcul.

II. 8. 10. Lancement du calcul

Solution → Run Calculation.

Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

Enfin, on peut lancer le calcul.

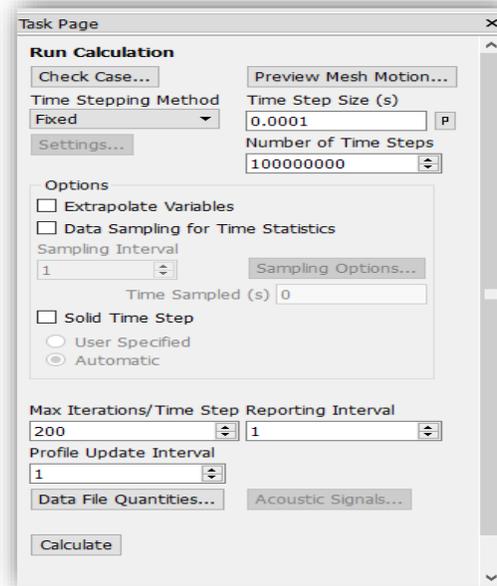


Figure. II. 18 : Exécution du calcul.

II. 9. Conclusion

Dans ce chapitre, nous examinons les modèles proposés pour contrôler l'écoulement dans un capteur solaire. Nous présentons à la fois les mouvements des chicane flexibles. En ce qui concerne la modélisation, l'ensemble des méthodes abordées dans ce chapitre montrent que la modélisation des écoulements turbulents instationnaires est complexe.

Pour l'écoulement dans le régime turbulent, plusieurs schémas sont disponibles pour modéliser les équations à savoir : la Simulation numérique direct (DNS), la simulation des grandes échelles (LES) et la simulation de moyenne statistique (RANS). La capacité des ordinateurs, la complexité de la géométrie et le degré de précision sont des facteurs qui nous guideront vers l'un ou l'autre de ces schémas.

CHAPITRE **III**

Résultats et Discussion

III. 1. Introduction

Ce chapitre montre une présentation des résultats obtenus par une simulation CFD du champ thermique de l'écoulement pour les deux configurations des chicane fixes et flexibles accompagnés des traitements et commentaires nécessaires à leurs interprétations.

Vu le temps alloué à la réalisation de ce mémoire, aussi le temps nécessaire pour réaliser une simulation 3D, une géométrie 2D a été réalisée par le programme Gambit 2.4.6 pour réduire le coût numérique. La solution a été poursuivie par le programme Fluent 18.1. L'étude numérique analyse le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air en convection turbulente stationnaire. Cette étude vise à améliorer l'efficacité et le rendement des capteurs solaires en améliorant leur transfert de chaleur.

La discussion des résultats obtenus se fait en termes de la distribution de la température, distribution de la pression en plus de la vitesse d'écoulement.

III. 2. Résultats et discussion

III. 2. 1. Validation

Pour valider le solveur actuel, principalement, un cylindre passé bas de canal 2D avec un décalage flexible attaché étudié par Turek et Hron [49] est simulé (Figure. III. 1).

Cette étude est choisie pour examiner la robustesse actuelle du solveur, car il s'agit d'une combinaison d'un problème de poutre déformable en épaisseur et d'un canal 2D interne bas. Il s'agit donc d'un problème, où deux phénomènes interagissent : le problème du bas interne et du faisceau flexible. La figure. III. 3 montre la variation du coefficient de traînée instantanée avec une vitesse d'entrée moyenne $U = 1 \text{ m.s}^{-1}$, et un nombre de Reynolds $Re = 100$. Les résultats montrent que la force de traînée (qui est définie comme la force aérodynamique nette agissant à l'opposé de la faible direction) prend une forme sinusoïdale en raison du détachement du vortex. On constate que les résultats obtenus avec le solveur actuel se comparent bien à ceux de Turek et Hron [49], par conséquent, on en conclut tout d'abord que le solveur actuel peut être utilisé pour la présente enquête.

Deuxièmement, pour une meilleure prédiction du coefficient de transfert de chaleur, un test de dépendance à la taille des mailles (Figure. III. 3) a été réalisé pour plusieurs grilles de densité croissante allant d'environ 5000 à 100 000 cellules.

Une comparaison avec l'étude expérimentale réalisée par Menasria et al. [50] et les travaux CFD de Mahfoud et al. [48] est effectuée. Le test confirme qu'une grille moyenne raisonnable contenant environ 40 000 cellules permet de prédire avec précision le coefficient de transfert thermique, cette grille est adoptée pour tous les cas de simulation suivants. Notez que la plage de nombres Reynolds de la figure. III. 3 est sélectionnée uniquement pour le test de validation.

Après un test de taille de pas de temps, un pas de temps constant égal à 10^{-4} s est considéré.

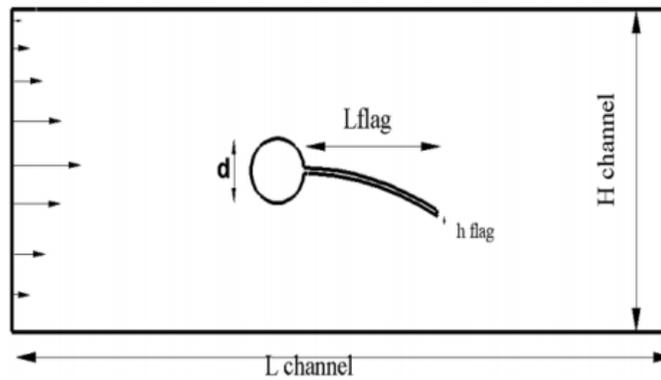


Figure. III. 1 : Configuration du canal - cylindre avec un modèle de séparateur flexible.

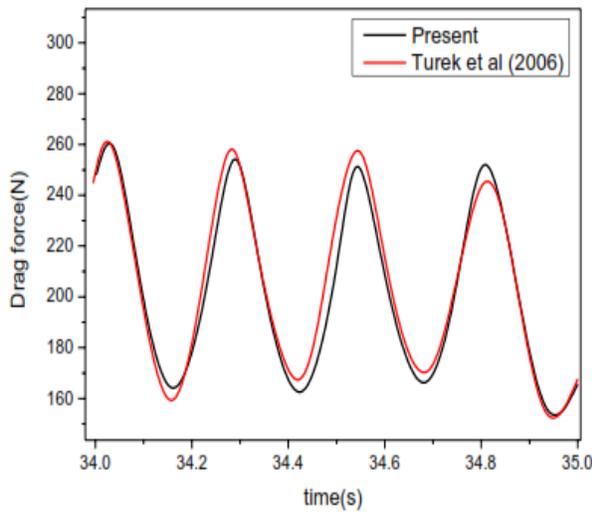


Figure. III. 2 : Force de trainée.

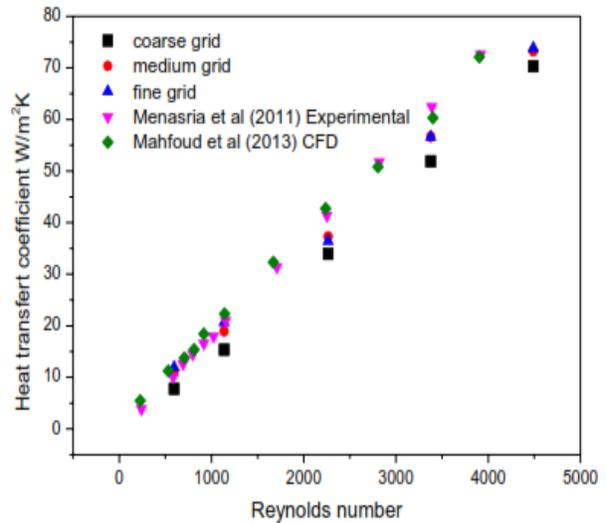


Figure. III. 3 : Coefficient de transfert de chaleur.

III. 2. 2. Mécanisme de transfert de chaleur

III. 2. 2. 1. Les lignes de courant moyenne

Pour examiner correctement le mécanisme par lequel les obstacles flexibles influencent le transfert de chaleur, la figure. III. 4 compare la ligne de courant moyenne pour trois cas : un capteur lisse (sans obstacles), capteur avec des obstacles fixes et un capteur avec des obstacles flexibles.

On voit que le capteur lisse montre moins de turbulence le long du canal d'air. Pour le cas des obstacles fixes, les lignes de courants secondaire emprisonné tranquillement entre deux obstacles et l'écoulement principal n'a pas d'interaction significative. Inversement avec les obstacles flexibles, un tourbillon plus important est généré au-dessus des obstacles flexibles, ce tourbillon est ensuite entraîné vers l'absorbeur. Cela signifie qu'une plus grande quantité d'énergie peut être transférée vers l'écoulement froid principal.

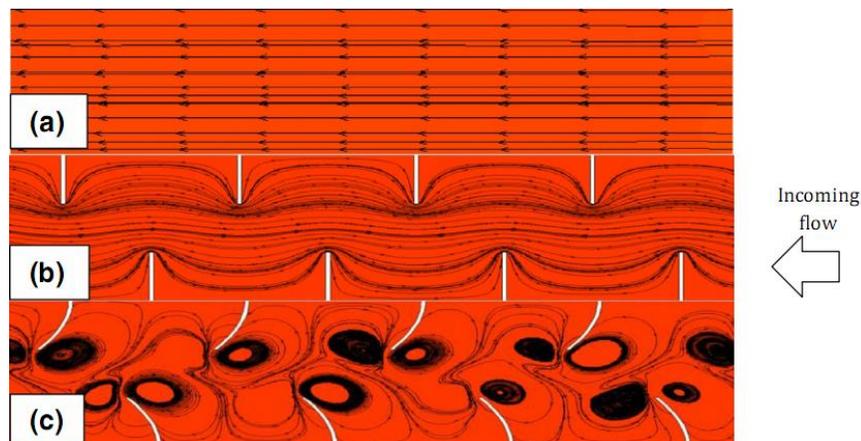


Figure. III. 4 : Ligne de courant moyenne pour trois cas (a) un capteur lisse (sans obstacles), (b) capteur avec des obstacles fixes et (c) un capteur avec des obstacles flexibles.

III. 2. 2. 2. Champs de la température moyenne

La figure. III. 5 montre le champ de température moyenne pour les différents capteurs : capteur lisse (sans obstacles), capteur avec des obstacles fixes et un capteur avec des obstacles flexibles. À partir la figure. III. 5, on voit que le champ de température est influencé d'une manière significative par les structures vortex générées par les obstacles flexibles par rapport aux autres cas, en fait la température de sortie d'air augmente le long de la longueur du conduit d'air dynamique

avec une moyenne de 315 K dans le capteur d'origine (lisse), 340 K dans le capteur équipé par les obstacles fixes et (370 K) dans le capteur avec des obstacles flexibles avec une augmentation totale de 10,43%. Notez que la température d'entrée est de 288,2 K.

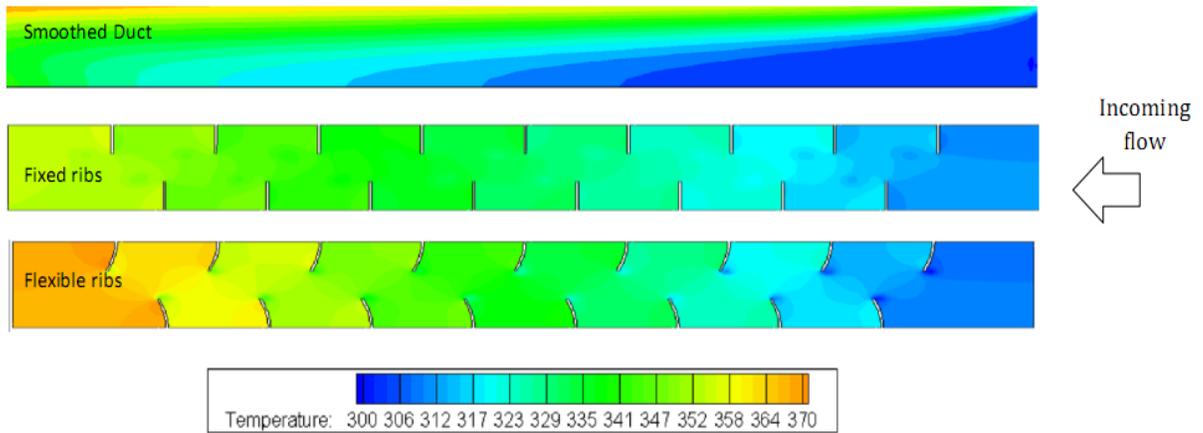


Figure. III. 5 : Contour de température moyenne.

III. 2. 2. 3. Évolution de la température de l'air le long du canal

Une comparaison entre l'effet des obstacles fixes et flexibles sur l'évolution de la température de l'air le long du conduit est tracée sur La figure. III. 6. On note que la température de l'air augmente progressivement pour atteindre la valeur maximale à la sortie du conduit d'air dynamique, qui est d'environ 370 K pour le capteur avec des obstacles flexibles et 340 K pour le capteur avec des obstacles fixe et enfin 315 K pour capteur sons obstacles. Comme montre la figure. III. 6, le cas de la courbe des obstacles flexibles a un grand angle d'inclinaison, ce qui signifie que la température de l'air augmente rapidement à l'intérieur du conduit. La température de sortie du capteur solaire lisse qui est d'environ 315 K peut être atteinte au niveau du premier quart du capteur solaire à obstacles flexibles, et approximativement à la moitié du capteur solaire à obstacles fixes.

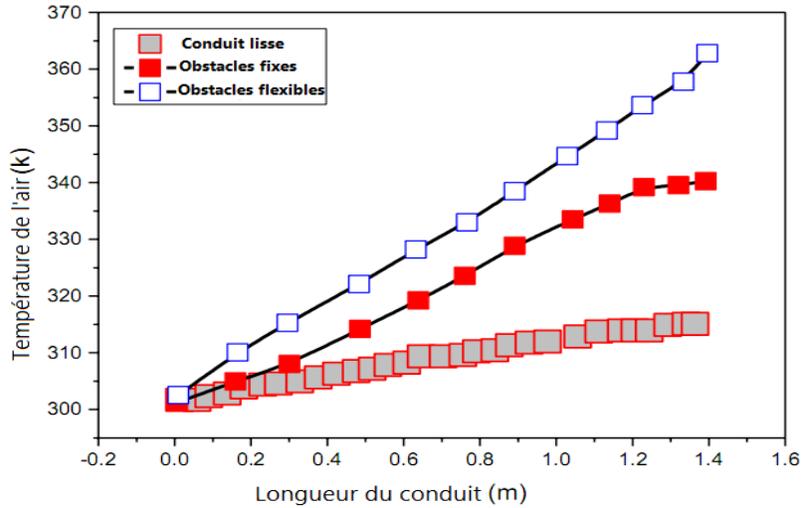


Figure. III. 6 : Évolution de la température le long du conduit.

III. 2. 2. 4. La vitesse instantanée

La vitesse instantanée dans la direction d'écoulement pour les trois cas cités est affichée sur la figure. III. 7. Avec une vitesse d'entrée de $0,5 \text{ m.s}^{-1}$ (masse d'air faible de $0,02 \text{ kg.s}^{-1}$). Pour le collecteur d'air lisse, la vitesse maximale est généralement enregistrée au centre du conduit d'air, puis elle diminue jusqu'à la valeur zéro au niveau des parois supérieures (absorbeur) et inférieure (isolation). Pour les deux cas des obstacles fixes et flexibles, on voit que la vitesse diminue chaque deux obstacle d'environ 5% de sa valeur de sortie ; ceci est dû à l'apparition de grands tourbillons et bas tourbillonnants situés exactement au-dessus des obstacles se traduisant par une fermeture partielle de la section de passage entre les obstacles et l'absorbeur.

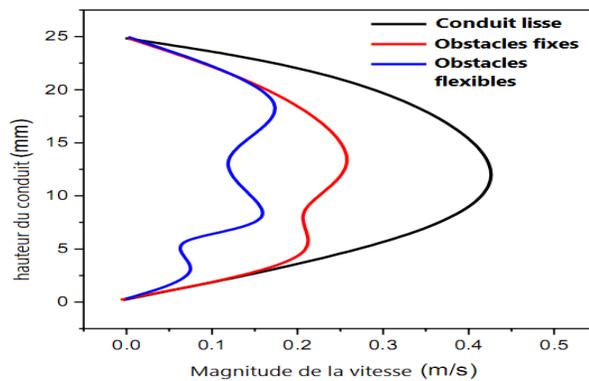


Figure. III. 7 : Évolution de la vitesse pour un débit d'air ($m = 0,01 \text{ kg s}^{-1}$).

III. 2. 2. 5. Perte de pression et évaluation des performances

a) La variation du nombre de Nusselt moyen

La figure. III. 8 (a) présente la variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Reynolds pour différents cas. On peut noter que le nombre de Nusselt a une tendance à augmenter avec l'augmentation des valeurs du nombre de Reynolds dans tous les cas. Pour l'amélioration du transfert de chaleur, l'utilisation des obstacles flexibles fonctionne mieux que celle des obstacles fixes. Une augmentation d'environ 33% de la valeur de Nusselt est enregistrée pour les obstacles flexibles par rapport aux obstacles fixes et d'environ 60% par rapport au capteur lisse. Ainsi, les tourbillons générés par le mouvement de flexion assurent un meilleur mélange d'air et, par conséquent, un bon transfert de chaleur depuis les parois du collecteur.

En général, l'amélioration du transfert de chaleur est compensée par une augmentation du coefficient de frottement conduisant à une perte de charge plus élevée. La figure. III. 8 (b) montre la variation du coefficient de frottement avec le nombre de Reynolds pour différents cas. On peut noter que le coefficient de frottement a une tendance à diminuer avec l'augmentation des valeurs du nombre de Reynolds dans tous les cas. En comparaison avec le capteur sans obstacles, l'utilisation des obstacles fixes et flexibles conduit à une augmentation extrême du facteur de frottement. Le facteur de frottement du capteur des obstacles flexibles semble être supérieur de 5 à 10% à celui des chicanes fixes. Ainsi, le blocage dû à la présence d'obstacles dans la section basse de passage est un paramètre clé qui régit la perte de charge.

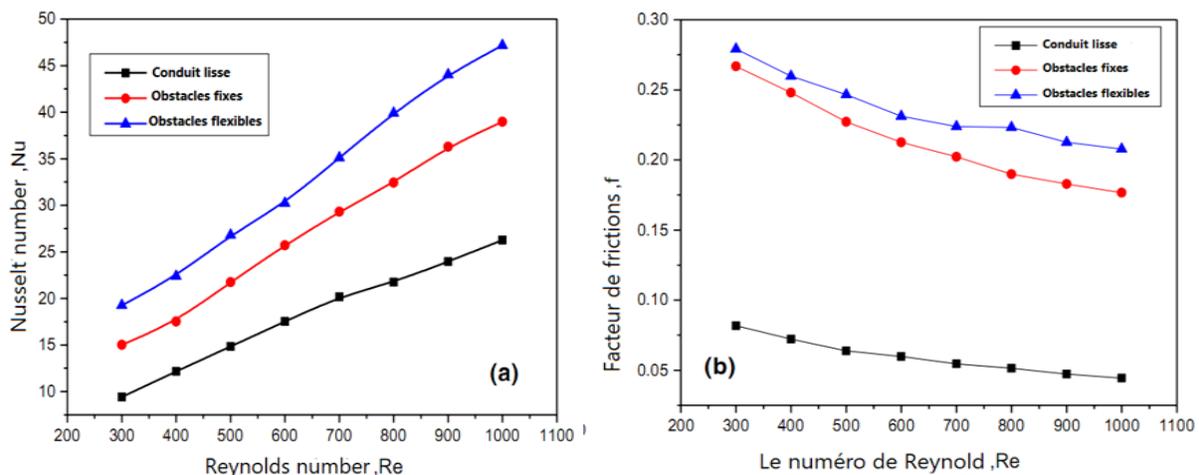


Figure. III. 8 : (a) Facteur de friction en fonction du nombre de Reynolds pour différents cas, (b) Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour différents cas.

b) La variation du rendement thermique

La variation du rendement thermique est illustrée sur la Figure. III. 7. Typiquement, ce facteur est égal à un (1) pour le capteur sans obstacles. On peut voir que ce facteur a une tendance à augmenter avec l'augmentation des valeurs des nombres de Reynolds pour les deux cas contrôlés. Pour un faible nombre de Reynolds (300 et 400), le cas des obstacles fixes a été moins performant que le cas du capteur lisse en raison d'un facteur de frottement plus élevé, cela indique que ce cas n'est pas utile par rapport au capteur lisse. Les obstacles flexibles fournissent la valeur la plus élevée du facteur d'amélioration thermique.

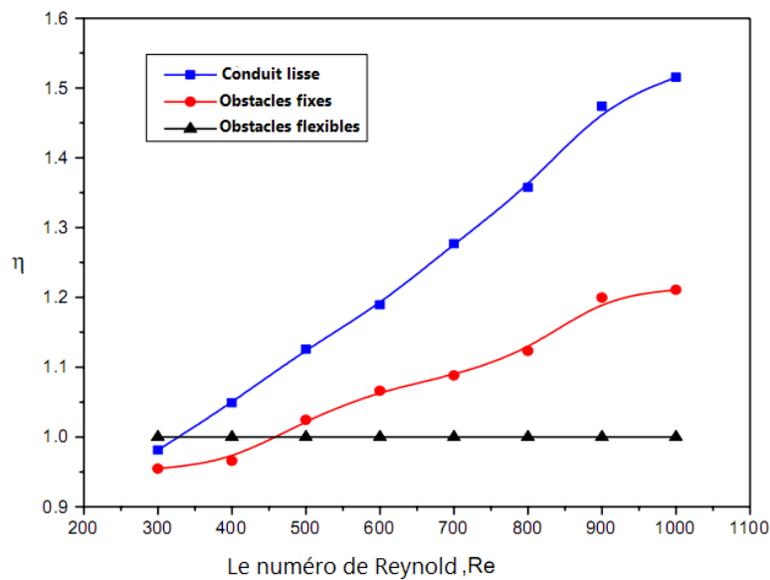


Figure. III. 9 : Variation du rendement thermique.

III. 2. 2. 6. Structures d'écoulement

a) Effet des faibles débits sur le comportement d'écoulement

Comme il a été prouvé précédemment, la déformation des obstacles peut évidemment modifier les interactions fluides structures ce qui se traduit par une amélioration des performances d'extraction d'énergie. Dans cette section, l'impact des faibles débits d'air sur le comportement hydrodynamique est examiné. La Figure. III. 8 a) montre les effets des faibles débits sur le comportement d'écoulement. On voit que l'augmentation du débits permet un détachement rapide des tourbillons générés par les bords de fuite des obstacles flexibles. Par

exemple, pour le cas $m = 0,03 \text{ kg s}^{-1}$, un vortex de plus petite taille apparaît au bord de fuite et se jette rapidement dans le sillage proche, alors que ce vortex se dissipe, un nouveau vortex dans le sens antihoraire commence à se former au bord de fuite. Ce comportement assure un meilleur mélange d'air. Dans le cas de faible débit massique inférieur ($m = 0,01 \text{ kg s}^{-1}$), les tourbillons se développent généralement tranquillement au centre du conduit d'air, ce qui affaiblit le transfert de chaleur à l'intérieur du conduit d'air.

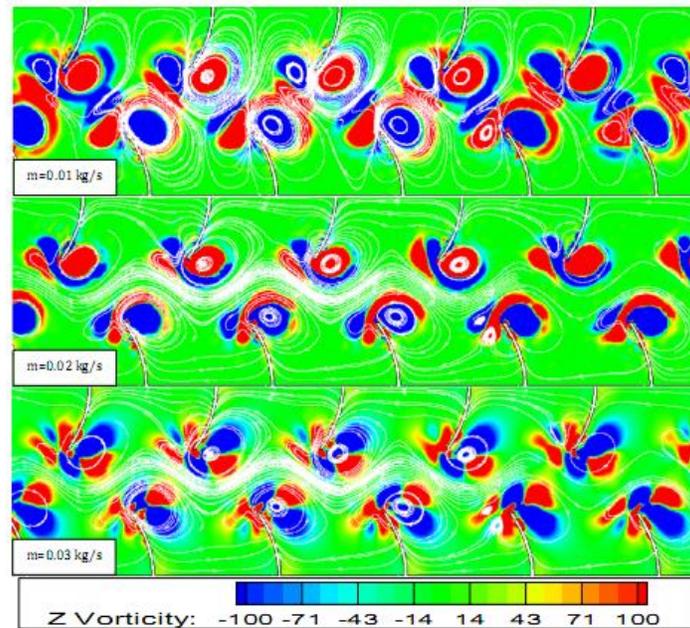


Figure. III. 10 : Effet des débits massiques sur le comportement thermique.

b) Évolution de l'intensité de la turbulence

L'évolution de l'intensité de la turbulence de l'air est représentée sur la Figure. III. 9 et des valeurs moyennes de 1,5, 3 et 6% sont respectivement atteintes pour les valeurs de faibles débits massiques de 0,01, 0,02 et 0,03 kg s^{-1} . Les courbes prennent une forme ondulée en raison d'écoulement emprisonné entre les obstacles. L'augmentation du débit d'air induit une augmentation typique de l'intensité de la turbulence de l'air.

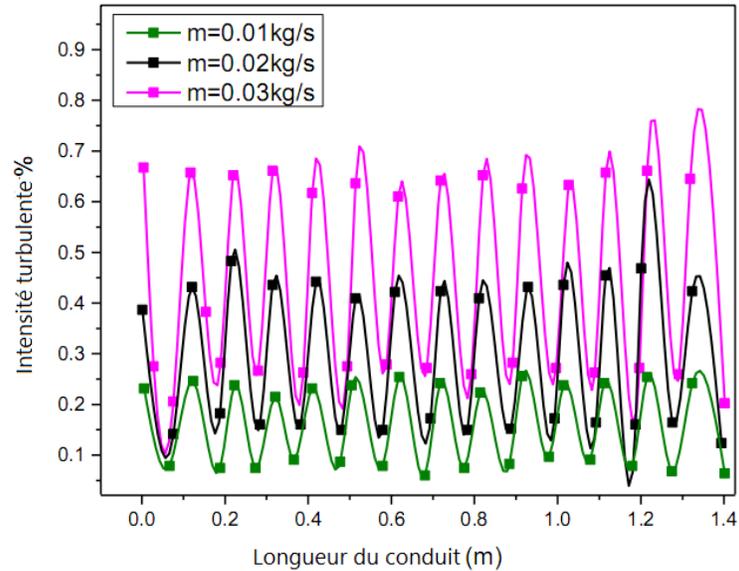


Figure. III. 11 : Evolution de l'intensité turbulente pour différent débit.

III. 3. Conclusion

Ce travail étudie l'effet des obstacles flexibles installées dans la section de passage d'écoulement d'un capteur solaire a air sur leur comportement thermique. Dans un premier temps, le mécanisme de contrôle est examiné via une comparaison entre les modèles contrôlés (via des obstacles flexibles) et le model d'origine, pour savoir comment le contrôle affecte les performances des capteurs solaires. Deuxièmement, l'effet des faibles débits d'air sur le rendement thermique est étudié. En conclusion, le concept des obstacles flexibles montre une performance améliorée qui est attribuée à l'importante turbulence et au mélange d'air induit par le mouvement de flexion. Il est en outre prouvé que le rendement thermique a tendance à augmenter avec l'augmentation du nombre de Reynolds où la valeur la plus élevée de ce facteur est obtenue en utilisant les obstacles flexibles.

Conclusion générale

Le but de cette étude est d'améliorer les performances du capteur solaire en s'appuyant sur ce que l'on appelle des surfaces rugueuses (obstacles fixes et autres obstacles flexibles) fixées sur les surfaces de l'absorbant et de la plaque isolante. Le mémoire est entamé par une revue bibliographique portant sur les différents phénomènes physiques ayant lieu lors le fonctionnement du capteur solaire plan à air.

L'étude a été réalisée à travers des simulations numériques CFD de trois cas différents : un capteur lisse, un autre avec des obstacles fixes et le troisième avec des obstacles flexibles.

Les résultats de la simulation nous ont permis d'effectuer une comparaison des performances du capteur thermique dans les trois cas.

Les résultats numériques obtenus sont validés par rapport aux résultats expérimentaux. Le modèle $k-\epsilon$ standard a été utilisée pour modéliser le comportement dynamique d'écoulement turbulent.

Dans un premier temps, le mécanisme de contrôle est examiné via une comparaison entre les modèles contrôlés (via des obstacles flexibles) et le model d'origine, pour savoir comment le contrôle affecte les performances des capteurs solaires. Deuxièmement, l'effet des faibles débits d'air sur le rendement thermique est étudié. En conclusion, le concept des obstacles flexibles montre une performance améliorée qui est attribuée à l'importante turbulence et au mélange d'air induit par le mouvement de flexion. Il est en outre prouvé que le rendement thermique a tendance à augmenter avec l'augmentation du nombre de Reynolds où la valeur la plus élevée de ce facteur est obtenue en utilisant les obstacles flexibles.

Références bibliographiques

- 1) Maithani R, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple V-ribs. *Sol Energy* 2016; 84:898–911.
- 2) Tabak J. *Solar And Geothermal Energy*. New York: Facts On File; 2009. 206 p.
- 3) Ndiaye MM. Optimisation des performances d'un capteur solaire à air et estimation des coefficients d'échange paroi-fluide [Thèse de doctorat]. Bourgogne Franche-Comté: UBFC; 2018.
- 4) Ababsa D. Optimisation du rendement d'un capteur solaire par minimisation des pertes convectives [Mémoire de magistère]. Batna: Université EL-hadj Lakhder; 2010.
- 5) Benadel C. Etude numérique de l'effet des matériaux isolants sur les performances thermiques des capteurs solaires plans [Mémoire de master 2]. M'sila: Université Mohamed Boudiaf; 2017.
- 6) Tabet I. Etude, Réalisation et simulation d'un capteur solaire [Thèse de doctorat]. Constantine: Université des frères Mentouri; 2016.
- 7) Zarai NA, Chaabane MA, Gabsi SL. Outil de planification de la production thermique des capteurs solaires. Paper presented at: International Renewable Energy Congress; 2010 Nov 5-7; Sousse, Tunisia.
- 8) Karoua H. Etude de l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques d'un capteur solaire avec effet de concentration de type Fresnel [Thèse de doctorat]. Biskra: Université Mohamed Khider; 2010.
- 9) Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*. 2003 Juin 18;30(3):231-295.

- 10) Anies G. Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption [Thèse de doctorat]. Pau: Université de Pau et des Pays de l'Adour; 2011.
- 11) Du B, Hu E, Kolhe M. An experimental platform for heat pipe solar collector testing. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2013 Jan;17:119-125.
- 12) Alghoul MA, Sulaiman MY, Azmi BZ, Wahab MA. Review of materials for solar thermal collectors. *Anti-Corrosion methods and materials* [Internet]. 2005 Aoû 1 [cited 2020 Avr 15];52(4):199-206. Available from: <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/00035590510603210/full/html>.
- 13) Kalogirou SA. Solar collectors. In: Axaopoulos PJ, editors. *Solar thermal conversion-active solar systems*. Athens: Symmetria; 2011. p. 152-197.
- 14) Amrutkar SK, Ghodke S, Patil KN. Solar flat plate collector analysis. *IOSR Journal of Engineering*. 2012 Fév;2(2):207-213.
- 15) Morcos VH. Optimum tilt angle and orientation for solar collectors in Assiut, Egypt. *Renewable energy*. 1994 Avr;4(3):291-298.
- 16) Benghanem M. Optimization of tilt angle for solar panel: Case study for Madinah, Saudi Arabia. *Applied energy*. 2011 Avr;88(4):1427-1433.
- 17) Rauzier E. Expérimentation de capteurs solaires à air à absorbeur poreux. *Revue de physique appliquée* [Internet]. 1980 Mar [cited 2020 Mai 12];15(3):411-415. Available from: <https://doi.org/10.1051/rphysap:01980001503041100>.
- 18) Mokhtari F, Semmar D. L'Influence de la configuration de l'absorbeur sur les performances thermiques d'un capteur solaire à air. *Revue des énergies renouvelables*. 2001:159-162.
- 19) Youcef-Ali S. Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renewable energy*. 2005 Fév;30(2):271-280.

- 20) Njomo D. Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre. *Revue générale de thermique*. 1998 Dec;37(11):973-980.
- 21) Oudjedi S. Etude paramétrique d'un capteur solaire plan à air destiné au séchage (Partie: 2). *Revue des énergies renouvelables SMSTS*. 2008;8:255-266.
- 22) Letz T, Lallemand M. Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air en régime dynamique. *Revue de physique appliquée [Internet]*. 1986 Nov [cited 2020 Mai 12];21(11):727-734. Available from: <https://doi.org/10.1051/rphysap:019860021011072700>.
- 23) Hahne E. Parameter effects on design and performance of flat plate solar collectors. *Solar energy*. 1985;34(6):497-504.
- 24) Azad E. Interconnected heat pipe solar collector. *International journal of engineering*. 2009 Sep;22(3):233-242.
- 25) Duan R. The efficiency of new solar flat-plate collector. *Adv Mater Res*. 2012;347-353:1337-1341.
- 26) Ghellab A, Kaabi A, Annane S, Brièche C. Les retombées technico-économiques d'un capteur hybride photovoltaïque/thermique à air. *Revue des énergies renouvelables*. 2013;16(3):425-440.
- 27) Jafarkazemi F, Ahmadifard E. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. *Renewable energy*. 2013 Aoû;56:55-63.
- 28) Taloub D, Bouras A, Driss Z. Study of the influence of external parameters on thermal performance of a solar water collector. *Journal of advanced research in Fluid mechanics and thermal sciences*. 2019;53(2):220-229.
- 29) Baissi MT. Etude numérique et expérimentale du transfert thermique à l'intérieur des canaux utilisant des rugosités artificielles: Application aux capteurs solaires plans à air [Thèse de doctorat]. Biskra: Université Mohamed Khider; 2019.

- 30) Labed A, Moumami N, Aoues K, Zellouf M, Moumami A. Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle. *Revue des énergies renouvelables*. 2019;12(4):551-561.
- 31) Aoues K, Moumami N, Zellouf M, Moumami A, Labed A, Achouri E, Benchabane A. Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra. *Revue des énergies renouvelables*. 2019;12(2):237-248.
- 32) Ahmed-Zaïd A, Moulla A, Hantala MS, Desmons JY. Amélioration des performances des capteurs solaires plans à air: Application au séchage de l'oignon Jaune et du Hareng. *Rev. Energ. Ren*. 2001;4:69-78.
- 33) Ngueche Chedop AN, Djongyang N, ZAATRI A. Modélisation et étude comparative des capteurs solaires plans et à tubes dans les régions Soudano-Sahéliennes du Cameroun. *STA* [Internet]. 30juin2018 [cité 23juill.2020];0(47):37-44. Disponible à: <http://revue.umc.edu.dz/index.php/a/article/view/3124>.
- 34) Bahria S, Amirat M. Influence de l'adjonction des chicanes longitudinales sur les performances d'un capteur solaire plan à air. *Revue des énergies renouvelables*. 2013;16(1):51-63.
- 35) Amraoui MA. Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité [Mémoire de magistère]. Tlemcen: Université Abou Bekr Belkaid; 2012.
- 36) Souad S. Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan [Mémoire de magistère]. Constantine: Université des frères Mentouri; 2010.
- 37) Akhtar N, Mullick SC. Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing. *Energy*. 2007 Jul;32(7):1067-1074.
- 38) ANSYS Customer Training Material. Introduction to ANSYS FLUENT. Release 13.0, Dec 2010. Canonsburg, PA - USA (south of Pittsburgh): ANSYS, Inc; 2010.
- 39) Bejan A. Convection heat transfer. 3ème édition. Hoboken: John Wiley et Song, INC; 2004. 673 p.

- 40) Benabderrahmane A. Etude numérique de l'application des nanofluides dans l'amélioration du transfert thermique dans les capteurs solaires [Thèse de doctorat]. Sidi Bel abbes: Université Djilali Lyabes; 2017.
- 41) Menni Y. Etude numérique comparative entre deux types de chicanes et ailettes (trapézoïdale et triangulaire) utilisées Pour améliorer les performances des capteurs solaires plans à air [Mémoire de magistère]. Tlemcen: Université Abou Bekr Belkaïd; 2012.
- 42) Saheb B, Larab NE. Etude et simulation de ventilation d'un local [Mémoire de master 2]. Bouira: Université Akli Mohand Oulhadj; 2018.
- 43) Fedala D. Manuel de maillage sous Gambit et de simulation sous Fluent applications [cours on Internet]. Paris : Ecole nationale supérieure d'arts et métiers; 2007. Available from: <https://www.scribd.com/document/257863979/cours-fedala-1-pdf>.
- 44) Menasria F. Etude de l'effet des rugosités artificielles sur l'optimisation des performances et des échanges thermiques par convection dans les capteurs solaires à air [Thèse de doctorat]. Biskra: Université Mohamed Khider; 2019.
- 45) Piaget D. Comparaison de la qualité des simulations d'écoulements visqueux turbulents sur différents maillages d'hexaèdres [Mémoire SA]. Montréal: Ecole Polytechnique de Montréal; 2016.
- 46) Foullanine M, Mediani A, Loumani A, Braham-Chaouch W, Djatout A. Etude numérique de la convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire plan à air destiné pour le séchage solaire, Le 4ème Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables, URAER [Internet]. 2016 Oct 24 - 25 [cited 2020 Avr 26]. Available from: <http://uraer.cder.dz/sienr/sienr2016/sienr16st.html>.
- 47) Zeghib A, Talbi K. Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone. *Revue des énergies renouvelables*. 2008:311-324.
- 48) Mahfoud O, Moumami A, Kadja M, Moumami N, Mebrouk R. Dynamic and thermal study of air flow control by ribs with inclined upper parts in solar air collectors. *Int J Sustain Energy*. 2013. Available from: doi:10.1080/14786451.2013.821125.

- 49) Turek S, Hron J, Proposal for numerical benchmarking of fluid structure interaction between an elastic object and laminar incompressible flow. In: Bungartz H-J, Schäfer M, editors. Fluid–structure interaction: modelling, simulation, optimisation. Berlin: Springer; 2006. p. 371-385.
- 50) Menasria F, Moumni A, Moumni N, Zedayria M, Guestel M. Modélisation des échanges convectifs dans le conduit utile d'un capteur solaire plan à air muni de rugosités artificielles de formes rectangulaires. Rev Energies Renouv. 2011;14(3):369–379.