



Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

HERIZI AMEL

DJAAFER FATIMA

Thème

**Simulation numérique des échanges thermique au sein d'un capteur solaire plan simple
passe**

Soutenu Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
BENKHARBACHE SOUAAD	MCA	Président
HEBICHE NOUREDDINE	MAA	Encadreur
BELKHIRI KHALEF	MAA	Examinateur

Année Universitaire : 2019 / 2020

N° d'ordre : GM/...../2020

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail à mes chers parents en témoignage de ma reconnaissance pour leur amour, leur affection ainsi que leurs sacrifices qu'ils ont consentis pour mon éducation et ma formation, à mes frères et mes sœurs pour leurs soutiens continus, à toute ma famille et à mes meilleures amies, qu'ils gardent de bons souvenirs du bon temps qu'on a passé ensemble.

Amel Herizi

Je dédie ce modeste travail à mes très chers parents qui m'ont guidé durant les moments les plus pénibles de ce long chemin, à la lumière de ma vie maman qui a été à mes côtés et ma soutenue durant toute sa vie afin de me voir devenir ce que je suis.

A mes sœurs et frères et à toute la famille

Fatima Djafer

REMERCIEMENTS

J'adresse mes sincères remerciements à monsieur **Dr. HEBICHE N.**, mon directeur de mémoire, pour son soutien et son aide tout au long de ce projet. Je le remercie également pour sa disponibilité, ses conseils judicieux qui m'ont permis d'accomplir ce travail.

Je tiens à exprimer ma gratitude aux membres du jury monsieur **Dr KHALEF BELKHIRI** et **Dr. BENKHARBACHE SOUAAD** qui m'ont fait l'honneur de participer à l'évaluation de ce mémoire.

En fin, j'espère que toutes personnes ayant aidé de près ou de loin dans la réussite de ce travail, trouver ici l'expression de ma reconnaissance.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACES	_____	
REMERCIEMENTS	_____	
TABLE DES MATIÈRES	_____	
LISTE DES TABLEAUX	_____	
LISTE DES FIGURES	_____	
INTRODUCTION GÉNÉRALE	_____	1
CHAPITRE I :GÉNÉRALITÉS SUR LES CAPTEURS SOLAIRES		
I.1 L'énergie solaire	_____	3
I.2 Gisement solaire	_____	3
I.2.1 Estimation de la puissance solaire sur la surface de la terre	_____	4
I.2.2 Gisement solaire en Algérie	_____	4
I.3 Techniques de conversion de l'énergie solaire	_____	5
I.3.1 Conversion thermique	_____	5
I.3.2 Conversion photovoltaïque	_____	5
I.4 Modes de transfert de l'énergie thermique	_____	5
I.4.1 La conduction	_____	6
I.4.2 La convection	_____	6
I.4.3 Le rayonnement	_____	6
I.5 Généralités sur les capteurs solaires	_____	7
I.5.1 Définition	_____	7
I.5.2 Différents types de capteurs solaires	_____	7
I.5.2.1 Capteurs plans	_____	7
I.5.2.2 Capteurs sous vide	_____	8
I.5.2.3 Systèmes à concentration	_____	9
I.6 Capteurs solaires plans	_____	11
I.6.1 Eléments d'un capteur solaire plan	_____	11
I.6.1.1 L'absorbeur	_____	12
I.6.1.2 Le fluide caloporteur	_____	13
I.6.2 Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air	_____	13

CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE

II.1	Introduction	15
II.2	Présentation géométrique du problème	15
II.3	Mise en équations du problème	16
II.3.1	Équation de la continuité	17
II.3.2	Équations de quantité du mouvement	17
II.3.3	Équation de l'énergie	17
II.4	Régimes d'écoulements: Laminaire et turbulent	18
II.5	Description de la turbulence	18
II.6	Différentes approches pour la modélisation de la turbulence	19
II.6.1	Simulation Numérique Directe (DNS)	19
II.6.2	Simulation à grandes échelles (LES)	19
II.6.3	Approche statistique de la turbulence	20
II.7	Les équations moyennées de Reynolds	21
II.7.1	Équation de continuité	21
II.7.2	Equation de quantité de mouvement	22
II.7.3	Problème de fermeture	23
II.8	Modèles de turbulence	24
II.9	Modèle de turbulence choisi (k-ε Standard)	25
II.9.1	Équation d'énergie cinétique turbulente k	25
II.9.2	Équation du taux de dissipation ε	25

CHAPITRE III : RÉOLUTION NUMÉRIQUE

III.1	Introduction	27
III.2	Principe de la méthode des volumes finis	27
III.2.1	Description d'un volume de contrôle	27
III.2.2	Discretisation par la méthode des volumes finis	28
III.2.3	Equations discrétisées	29
III.3	Schémas d'interpolation	32
III.3.1	Schéma de différences centrés	32
III.3.2	Schéma décentré ou UPWIND	33
III.4	Problème de couplage vitesse-pression	34
III.5	Algorithme de couplage « SIMPLE »	36
III.6	Les conditions aux limites	38
III.7	Présentation du logiciel de calcul	40
III.8	Procédure du calcul numérique	40
III.8.1	Géométrie et maillage	40
III.8.2	Calcul itératif	41

CHAPITRE IV :RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV.1	Introduction	43
IV.2	Etude de maillage	44
IV.3	Validation numérique	45
IV.4	Effet de l'intensité du rayonnement solaire	47
IV.4.1	Champ dynamique et thermique	47
IV.4.2	Nombre de Nusselt moyen	53
IV.4.3	Rendement thermique	54
IV.5	Effet de température d'entrée du fluide	55
IV.6	Effet de la présence des chicane	57
IV.6.1	Champ dynamique et thermique	57
IV.6.2	Performances thermiques	60
	CONCLUSION GÉNÉRALE	61
	BIBLIOGRAPHIE	

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II-1:	Données géométriques du capteur plan étudié.	17
<u>Tableau II-2:</u>	Les coefficients du modèle k - ϵ standard	27
<u>Tableau III-1 :</u>	Coefficients de diffusion et termes source	32
<u>Tableau IV-1.:</u>	Résultats de différents maillage étudiés	46
<u>Tableau IV-2:</u>	Cas testés pour la validation numérique	47
<u>Tableau IV-3:</u>	Nombre de Nusselt moyen, comparaison entre les résultats numériques obtenus et les résultats théoriques.	48
<u>Tableau IV-4:</u>	L'influence de l'intensité du flux solaire sur les performances thermiques, pour $Re = 3000$, $Te = 300$ K.	54
<u>Tableau IV-5:</u>	L'influence de la température d'entrée sur les performances thermiques du capteur, pour $Re = 3000$, $G = 700$ W/m ²	56
<u>Tableau IV-6:</u>	Influence de présence des chicane sur les performances thermiques du capteur, $Re = 3000$, $G = 700$ W/m ² et $Te = 300$ K.	61

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 :	Moyenne annuelle de l'irradiation globale en Algérie reçue sur une surface horizontale, cas d'un ciel totalement clair.	6
Figure I-2	Capteur solaire plan.	10
Figure I-3	Capteurs solaires sous vide	11
Figure I-4	Systèmes à concentration	13
Figure I-5	Composant d'un capteur solaire plan	14
Figure I-6	Échanges thermique dans un capteur solaire plan à air	15
Figure II-1	Dimensions du problème étudié,(a) vue globale du capteur,(b) dimensions d'un obstacle artificiel (chicane)	19
Figure II-2	La transition du régime laminaire vers le régime turbulent : l'expérience de Reynolds	21
Figure II-3	Visualisation d'un écoulement turbulent	22
Figure II-4	Description de l'approche statistique de la turbulence et notion de la valeur moyenne et fluctuant	24
Figure III-1	Schéma représentant un volume de contrôle bidimensionnel	32
Figure III-2	Schéma représentant le principe du maillage décalé	33
Figure III-3	Volume de contrôle autour du nœud P, ca monodimensionnel	35
Figure III-4	Volume de contrôle pour u.	38
Figure III-5	Volume de contrôle pour v.	39
Figure III-6	Condition aux limites appliquées	42
Figure III-7	Algorithme simple (semi-implicite méthode for pressure-linked équations)	43
Figure III-8	Organigramme de calcul numérique	46

Figure IV-1	Température maximale sur une hauteur de 2m dans la région de M'sila (latitude 35.67°, longitude 4.5°), année 2019	49
Figure IV-2	Étude de l'indépendance du maillage sur les résultats	50
Figure IV-3	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, comparaison entre les résultats numériques et théorique	51
Figure IV-4	Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$ $G = 100W/m^2$	53
Figure IV-5	Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$, $G = 100W/m^2$	53
Figure IV-6	Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$ et $G = 300W/m^2$	54
Figure IV-7	Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$ et $G = 300W/m^2$	54
Figure IV-8	Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$ et $G = 500W/m^2$	55
Figure IV-9	Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$, $G = 500W/m^2$	55
Figure IV-10	Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$ et $G = 700W/m^2$	56
Figure IV-11	Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$, $G = 700W/m^2$	56
Figure IV-12	Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$ et $G = 1400 W/m^2$	57
Figure IV-13	Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re = 3000$, $Te = 300K$, $G = 1400W/m^2$	57
Figure IV-14	Variation de la température moyenne de sortie en fonction du flux solaire, pour $Re = 3000$ et $Te = 300K$.	59
Figure IV-15	Variation du rendement thermique de capteur en fonction du flux solaire, pour $Re = 3000$ et $Te = 300K$	60
Figure IV-16	Variation de la température moyenne de sortie en fonction de la température d'entrée du fluide, pour $Re = 3000$ et $G = 700 W/m^2$	61
Figure IV-17	Lignes de courant sur la partie de sortie du capteur en présence des chicane sur la	62

paroi inférieure, $Re=3000$, $G=700W/m^2$ et $Te=300K$

Figure IV-18 Vecteurs de vitesse au milieu de capteur en présence des chicane sur la paroi inférieure, $Re=3000$, $G=700W/m^2$ et $Te=300K$ 63

Figure IV-19 Ligne de courant sur la partie de sortie du capteur en présence des chicane sur la paroi supérieur, $Re=3000$, $G=700W/m^2$ et $Te=300K$ 63

Figure IV-20 Vecteurs de vitesse au milieu de capteur en présence des chicane sur la paroi supérieure, $Re=3000$, $G=700W/m^2$, $Te=300K$ 63

Figure IV-21 Contour de température à l'entrée, au milieu et à la sortie du capteur, respectivement de haut vers le bas, en présence des chicane sur la paroi inférieure $Re=3000$, $G=700W/m^2$ et $Te=300K$ 64

Figure IV-22 Contour de température à l'entrée, au milieu et à la sortie du capteur, respectivement de haut vers le bas, en présence des chicane placés sur la paroi supérieure, $Re= 3000$, $G=700 W/m^2$ et $Te = 300 K$ 65

tableaux des symboles

symboles	désignation	unité
L	Longueur	[m]
H	Hauteur de conduite	[m]
E	Coté d'une chicanes	[m]
N	Nombre des chicanes	/
R	Rayon global	[m]
r	Rayon local	[m]
u	La vitesse dans la direction x	[m/s]
v	La vitesse dans la direction y	[m/s]
w	La vitesse dans la direction z	[m/s]
ρ	La masse volumique	[kg/m ³]
μ	La viscosité dynamique	[kg/m.s]
P	La pression	[Pa]
T	La température	[C°]
T_a	La température d'air	[C°]
T_v	La température de vitre	[C°]
T_f	Température de fluide	[C°]
T_{abs}	Température de l'absorbeur	[C°]
T_p	Température à la paroi	[C°]
T_{is}	Température d'isolant	[C°]
T_m	Température moyenne	[C°]
T_e	Température moyenne d'entrée	[C°]
T_s	Température moyenne de sortie	[C°]
Pr	Le nombre de Prandtl	/
C_p	La chaleur spécifique à pression constante	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Re	Nombre de Reynolds	/
G	Rayonnement global incident	[w/m ²]
Nu	Nombre de Nusselt	/
α	Coefficient d'absorption	/
β	Inclinaison du capteur	[°]
ε	Facteur d'émission de la surface	/
η	Rendement de instantané	/

m°	Débit massique	[kg/s]
σ	Constante de Stefan	[w/m ² .k ⁴]
v_v	Le coefficient de transivité du vitre	/
ϕ	Porosité du milieu poreux	/
Ψ	Fonction de courant	[m ² .s ⁻¹]
Φ	Grandeur physique	/
Ω	Vorticité	s ⁻¹
*	Variable adimensionnelle	

INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'énergie sous ses diverses formes a joué un rôle de plus en plus important dans le progrès de l'industrie et d'économie. De par ses avantages économiques et environnementaux, l'énergie solaire transformée en chaleur, en utilisant des dispositifs dites capteurs solaires, dans l'industrie a trouvé de nombreuses applications dans le domaine de chauffage, séchage, production de froid, ...etc.

Les capteurs solaires plans à air ont pour but la transformation de l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans l'isolateur. Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications, à savoir ; le chauffage des habitations, le chauffage de l'eau sanitaire, le séchage des produits alimentaires, ...etc.

Le transfert de chaleur est un processus très important dans l'industrie et la technologie des capteurs solaires, bien qu'il se manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus dominante [1].

Compte tenu des forces, qui produisent le mouvement du fluide, on distingue deux types de convection : convection naturelle et convection forcée. La convection naturelle (ou libre) se distingue de la convection forcée en ceci que le mouvement du fluide n'est pas dû à un apport externe d'énergie mécanique, mais qu'il trouve sa source au sein même du fluide, sous l'effet conjugué de gradients de masse volumique dues à un gradient de température [2]. Dans les applications des captages du rayonnement solaire, la convection forcée est le phénomène dominant le transfert de chaleur.

Différentes études ont été proposées dans la littérature afin d'étudier numériquement et expérimentalement le comportement du fluide et le transfert de chaleur dans les capteurs solaires plans à air. Différentes propositions ont été considérées afin d'optimiser l'échange thermique et les performances énergétiques des capteurs. Parmi les propositions les plus récentes, la présence des chicanes sur les parois du capteur est souvent étudiée.

C'est dans ce contexte s'inscrit notre travail. L'objectif principale est d'étudier numériquement le comportement thermique et dynamique de l'écoulement de l'air dans un capteur solaire plan simple passe sans et avec chicanes, en se basant sur les données météorologiques du site d'implantation (ville de M'sila).

Pour résoudre les problèmes de transfert thermique, on doit recourir à des méthodes numériques dans le cas où on ne peut pas faire la résolution analytique. Les méthodes

numériques les plus utilisées sont : la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis, et la méthode des volumes finis.

Chaque méthode a des avantages et des inconvénients, la méthode la plus utilisée dans le cas de la mécanique des fluides et le transfert de chaleur est la méthode des volumes finis. Étant donné que cette méthode a été choisie dans la plupart des logiciels CFD (Computational Fluid Dynamics) libres ou commerciales, tel que : COMSOL, Star CCM+, Open FOAM, ANSYS CFX, ANSYS FLUENT, ...etc. Dans ce travail le logiciel ANSYS Fluent sous une licence gratuite (version étudiante 2020 R1) a été choisi afin de résoudre le phénomène dynamique et thermique étudié.

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres, répartis comme de suit :

- Le premier chapitre présente quelques généralités dans lequel ce mémoire s'inscrit, généralités sur les capteurs solaires et sur le transfert de chaleur. Une attention particulière sera effectuée sur les capteurs solaires à air simple passe.
- Le deuxième chapitre présente la configuration géométrique du problème étudié, les conditions initiales et aux limites ainsi que le modèle mathématique gouvernant le phénomène le mouvement du fluide et le transfert de chaleur.
- Le troisième chapitre s'intéresse à la description de la méthode numérique de résolution choisie (la méthode des volumes finis), la discrétisation des équations différentielles gouvernantes le problème mathématique ainsi que la manière de transformation ces équations aux dérivées partielles en un système des équations algébriques seront discutés.
- Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats numériques obtenus, l'étude de maillage ainsi que la validation des résultats numériques avec les résultats théoriques. Ensuite, une étude paramétrique pour le cas du capteur sans et avec chicanes sera présentée et discutée.

Enfin, notre travail est achevé par une conclusion générale qui résume les principaux trouvés accours de cette étude suivie par des recommandations pertinentes.

Chapitre I : Généralités sur les capteurs solaires

Sommaire

I.1	L'énergie solaire	3
I.2	Gisement solaire	3
I.2.1	Estimation de la puissance solaire sur la surface de la terre	4
I.2.2	Gisement solaire en Algérie	4
I.3	Techniques de conversion de l'énergie solaire	5
I.3.1	Conversion thermique	5
I.3.2	Conversion photovoltaïque	5
I.4	Modes de transfert de l'énergie thermique	5
I.4.1	La conduction	6
I.4.2	La convection	6
I.4.3	Le rayonnement	6
I.5	Généralités sur les capteurs solaires	7
I.5.1	Définition	7
I.5.2	Différents types de capteurs solaires	7
I.5.2.1	Capteurs plans	7
I.5.2.2	Capteurs sous vide	8
I.5.2.3	Systèmes à concentration	9
I.6	Capteurs solaires plans	11
I.6.1	Éléments d'un capteur solaire plan	11
I.6.1.1	L'absorbeur	12
I.6.1.2	Le fluide caloporteur	13
I.6.2	Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air	13



Résumé

Dans ce chapitre, on va présenter quelques notions de base sur l'énergie solaire, technique de conservation de l'énergie solaire, les modes de transfert de cette énergie, ainsi que des généralités sur les capteurs solaires : leurs applications, classifications et composants, avec une concentration particulière sur les capteurs solaires plans qui font l'objet de ce mémoire.

I.1 L'énergie solaire

Le soleil est l'origine principale de presque toutes les sources d'énergie sur terre [1–3]. Cette étoile constitue d'une proportion massique de 74 % d'Hydrogène, 25 % d'Hélium et 1 % d'éléments plus lourds, et dont son énergie provient de réactions de fusion nucléaire qui transforment, dans le noyau solaire, l'Hydrogène en Hélium. Cette énergie traverse les différentes couches du soleil avant d'être émise dans l'espace sous forme de flux de particules et de rayonnements électromagnétiques de longueurs d'onde comprises environ entre 0.3 et 3 μm [4]. Malgré que le soleil, de température superficielle d'environ 5500 °C, rayonne seulement une petite fraction de son énergie vers la terre comme la distance entre eux est approximativement 1.49×10^{11} m, il offre en quatre heures une énergie plus que ce que tout le monde utilise en une année entière [5]. L'importance du soleil pour nous se manifeste non seulement par son énorme capacité de produire de l'énergie non polluante et omniprésente, mais aussi par son aptitude à le faire durablement pour les 4–5 milliards prochaines années selon les estimations des astrophysiciens [3,5]. A cet égard, l'énergie solaire offre une alternative potentielle pour les développements futurs éventuels [1].

I.2 Gisement solaire

Le rayonnement solaire, par définition, c'est l'irradiation thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Donc, c'est un apport énergétique disposé quotidiennement, dont son intensité varie selon le lieu, l'heure du jour et la saison. Le rayonnement solaire arrivant au sol est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus, l'ensemble forme le rayonnement global [6].

Dans les applications de l'énergie solaire, il est important de mesurer l'intensité du rayonnement solaire arrivant sur le sol dans un site bien défini ; cependant, le coût de l'installation, de la mise en marche et de la maintenance des équipements utilisés pour cette raison est très élevé. Alors, des formules empiriques sont habituellement utilisées pour déterminer l'intensité du rayonnement solaire à partir des mesures prises dans des stations météorologiques. Ces corrélations sont généralement basées sur le rayonnement solaire extraterrestre [7].

Le rayonnement solaire extra-terrestre reçu par l'atmosphère terrestre varie de $\pm 0.33\%$ pendant l'année à cause essentiellement de la variation de la distance terre–soleil par $\pm 1.7\%$ [4]. Lorsque le soleil est plus proche de la terre le 3 janvier, le rayonnement solaire extra-

terrestre est environ 1410 W/m^2 ; et lorsque le soleil est plus loin le 4 juillet, il est environ 1320 W/m^2 [2].

I.2.1 Estimation de la puissance solaire sur la surface de la terre

D'après des statistiques récentes [1], la puissance solaire incidente sur toute la surface de la terre chaque année est d'environ $1.5 \times 10^{18} \text{ kWh}$, ce qui représente approximativement 10000 fois la consommation mondiale annuelle d'énergie. Si on veut être un peu rigoureux, on ne considère que la surface des déserts naturels qui est d'environ $2 \times 10^7 \text{ km}^2$ avec une insolation (irradiation de l'énergie solaire) journalière moyenne de 4.67 kWh/m^2 pour une durée d'ensoleillement de 8 heures, ce qui nous donne une insolation annuelle égale approximativement $34 \times 10^{15} \text{ kWh}$; et si on exploite seulement 5% de cette insolation, on va avoir chaque année $1.7 \times 10^{15} \text{ kWh}$ soit 7.5 fois la consommation énergétique mondiale estimée pour l'année 2020 [8].

I.2.2 Gisement solaire en Algérie

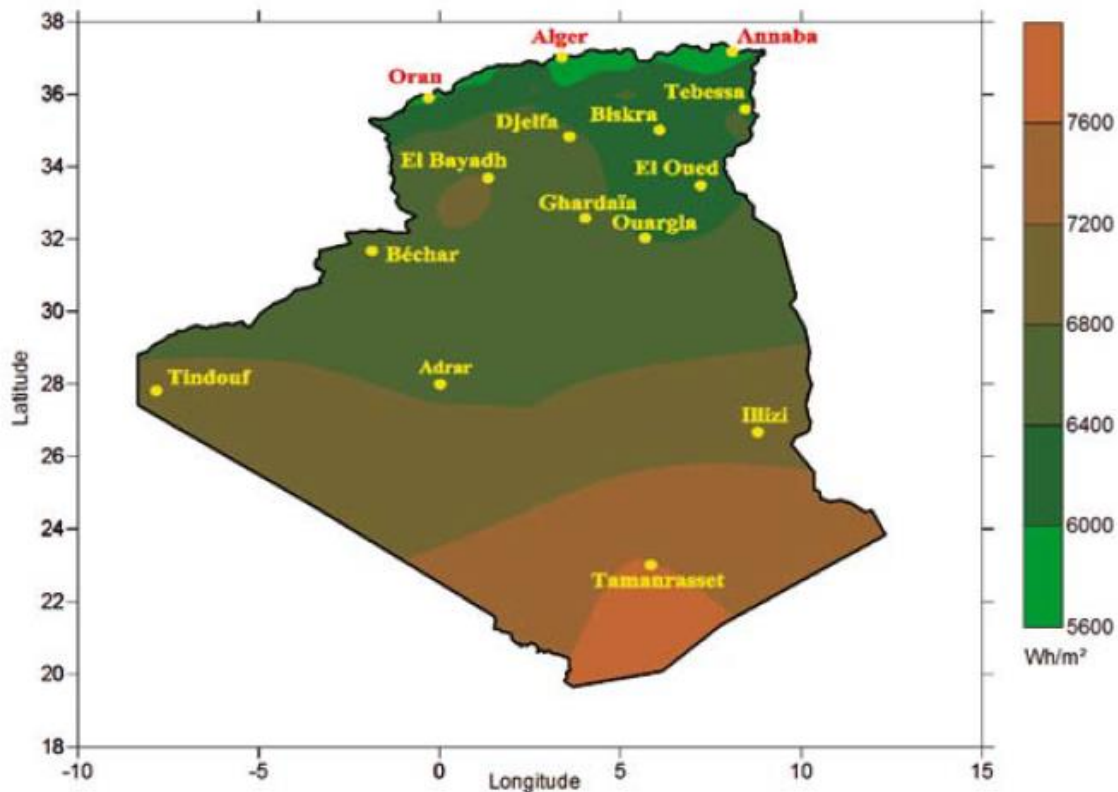


Figure I-1 : Moyenne annuelle de l'irradiation globale en Algérie reçue sur une surface horizontale, cas d'un ciel totalement clair [10].

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m^2 est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de $1700\text{ KWh/m}^2/\text{ans}$ au Nord et $2263\text{ kWh/m}^2/\text{ans}$ au Sud du pays. Ce gisement solaire dépasse les 5 milliards de GWh [9].

I.3 Techniques de conversion de l'énergie solaire

La conversion de l'énergie solaire est un processus qui doit être lié directement au type d'énergie produite nécessaire pour une application bien définie. Par exemple, dans une situation où on aura besoin de chauffer une chambre, il sera plus utile de convertir l'énergie solaire directement en chaleur en utilisant un capteur solaire thermique avec un rendement de 30–70% au lieu d'utiliser un capteur solaire photovoltaïque avec un rendement de 10–20% pour produire de l'électricité qui sera convertie par la suite en chaleur [8]. Les techniques et les systèmes de conversion de l'énergie solaire sont classifiés en deux catégories :

I.3.1 Conversion thermique

Cette technique consiste à transformer l'insolation à une énergie thermique par le contact direct d'un fluide caloporteur avec une surface absorbante du rayonnement solaire pour l'utilisation directe telle que le chauffage de l'eau sanitaire, le chauffage des habitations, le séchage et la distillation ; ou bien à une énergie mécanique pour produire de l'électricité ou tout simplement pour faire fonctionner un moteur à vapeur ou une pompe à chaleur.

I.3.2 Conversion photovoltaïque

Cette technique consiste à transformer, directement et sans l'intervention des équipements mécaniques, l'insolation à une énergie électrique par l'utilisation de l'énergie apportée par les photons de la source lumineuse et absorbée par les cellules solaires pour libérer des charges électriques dans le matériau semi-conducteur [2,11].

I.4 Modes de transfert de l'énergie thermique

Des connaissances de base sur les modes de transfert de l'énergie thermique sont nécessaires pour comprendre les phénomènes physiques qu'il observe dans les capteurs solaires et pour bien maîtriser les procédés. Le deuxième principe de la thermodynamique

admet que la transmission de la chaleur (ou énergie thermique) ne peut se faire que d'un corps chaud vers un corps froid. Le transfert a pour objet d'étudier la manière dont s'effectue cet échange. Il se produit suivant trois modes conduction, convection et rayonnement [12, 13] :

I.4.1 La conduction

Ce mode d'échange tend à une distribution homogène, c'est la propagation de la chaleur d'une molécule à une autre ou d'un corps ou plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu. Le mécanisme de transfert de chaleur par conduction a lieu à l'échelle microscopique. Ce mode de transfert est strictement lié aux mouvements d'agitation des molécules ; les plus agitées entrent en collision avec les moins agitées et communiquent à ces dernières une partie de leur énergie. La température qui représente le degré d'agitation des molécules tend ainsi à devenir uniforme [13].

I.4.2 La convection

La convection est le mode de transfert de l'énergie thermique qui est effectué entre une paroi solide et un fluide en mouvement. La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre ou convection forcée. Lorsqu'il se produit du aux différences de masse volumique, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée [14].

I.4.3 Le rayonnement

Ce mode de transfert thermique s'effectue par émission d'ondes électromagnétiques, dans toutes les directions et appartient au domaine de l'infrarouge et du visible. L'échange par rayonnement est un mode d'échange de chaleur qui ne nécessite pas de support matériel pour se propager ce qui représente la seule possibilité d'échange thermique entre des corps distants placés dans le vide, comme l'échange thermique qui est effectué entre le soleil et la terre [12].

I.5 Généralités sur les capteurs solaires

I.5.1 Définition

Un capteur solaire est un dispositif destiné à convertir le rayonnement incident du soleil en énergie thermique ou en énergie électrique. Dans ce mémoire on va concentrer sur les capteurs solaires thermiques. La technologie de ces systèmes est simple : Elle se repose sur le pouvoir absorbant d'une surface traitée, l'absorbeur, et de transférer l'énergie solaire absorbée vers le fluide caloporteur. La chaleur produite par les capteurs peut ensuite être utilisée pour diverses applications [15] :

- Chauffage les locaux et fournir l'eau chaude sanitaire ;
- Séchage les grains et les fourrages ;
- Faire fonctionner des moteurs thermiques ;
- Alimenter des machines de réfrigération.

I.5.2 Différents types de capteurs solaires

Les capteurs solaires thermiques diffèrent généralement selon la technique d'interception du rayonnement solaire, le type du fluide caloporteur ou encore la plage indicative de la température d'utilisation. On distingue plus particulièrement trois types : capteurs plans, capteurs sous vide, et systèmes à concentration [3].

I.5.2.1 Capteurs plans

Les capteurs solaires plans sont utilisés pour les applications qui exigent la livraison d'énergie à température basse ou modérée, jusqu'à environ 100 °C au-dessus de la température ambiante, telles que le chauffage des locaux, le refroidissement solaire, le chauffe-eau sanitaire, la distillation, le séchage, et d'autres applications industrielles.



Figure I-2: Capteur solaire plan.

Ces capteurs sont très simples en conception et en principe de fonctionnement relativement aux systèmes à concentration. A l'encontre de ces derniers, les capteurs plans captent toutes les composantes (directe et diffuse) du rayonnement solaire ; ils n'ont pas besoin d'un mécanisme d'orientation ; ils ne contiennent pas des éléments mobiles ; et ils ne nécessitent que peu d'entretien [4].

I.5.2.2 Capteurs sous vide

Les capteurs solaires sous vide sont plus performants par rapport aux capteurs solaires plans qui représentent plusieurs inconvénients, tels que les pertes thermiques considérables et le mauvais fonctionnement dans les conditions climatiques défavorables [2,11]. Ce type de capteurs est utilisé pour différentes applications industrielles dont la température d'utilisation désirée est variée entre 50 et 200 °C. Les capteurs sous vide captent également toutes les composantes du rayonnement solaire avec la possibilité d'utilisation de différents types de réflecteurs pour concentrer les rayons solaires. Les privilèges offerts par la conception unique de ces capteurs améliorent fortement leur rendement même pour des petits angles d'incidence, ce qui rend les capteurs sous vide plus avantageux par rapport aux capteurs plans en termes de performance journalière [2,6].

Un capteur solaire sous vide est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre, raccordés à un collecteur de chaleur principal de plus gros diamètre situé en haut du capteur. Dans chaque tube est placé un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique.

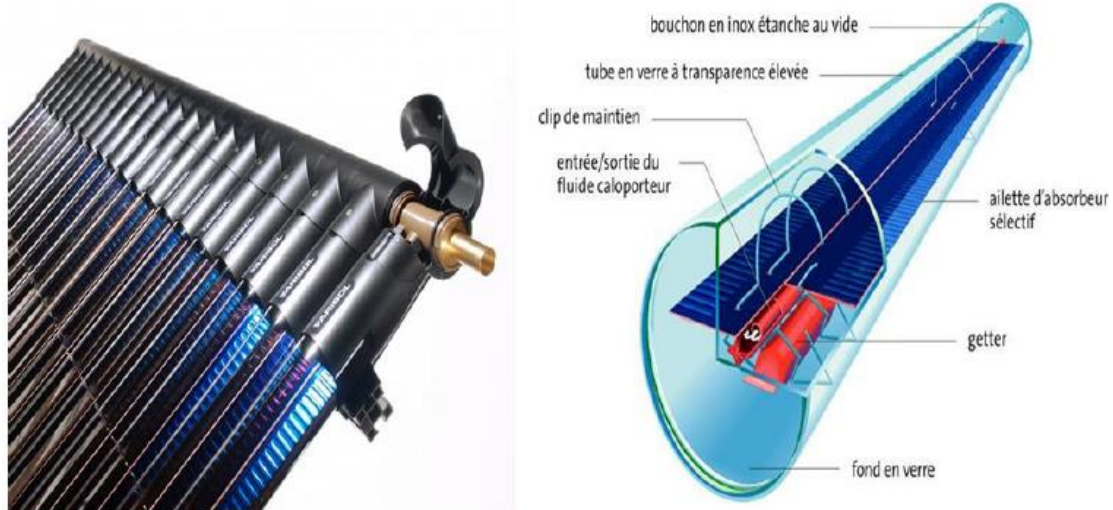


Figure I-3: Capteurs solaires sous vide.

Les tubes sont mis sous vide (de 10^{-3} jusqu'à 10^{-5} Pa) pour réduire les déperditions thermiques par convection et par conduction de l'absorbeur. Mais pour réduire les déperditions thermiques par rayonnement, l'absorbeur doit recevoir un traitement sélectif, car le vide ne peut pas empêcher le rayonnement infrarouge de se propager vers l'extérieur ; on obtient ainsi des capteurs solaires performants, sans isolation thermique rapportée ni coffre de protection [16].

I.5.2.3 Systèmes à concentration

Pour certaines applications thermodynamiques de l'énergie solaire nécessitant la conversion de l'énergie solaire en une puissance calorifique à haute température, soit au-delà de 250 °C , il est indispensable d'utiliser la technologie de concentration qui permet d'accroître le flux solaire et de décroître les pertes thermiques à travers la surface absorbante, tout dépend du degré de concentration géométrique du système (rapport de la surface de l'ouverture, à travers laquelle passe le rayonnement incident, à celle de l'absorbeur). Cependant, les pertes optiques de tels systèmes dues aux phénomènes de réflexion et de réfraction peuvent être importantes. Plus le degré de concentration est fort, plus le champ de concentration ou l'angle de champ (angle maximum dont un rayon incident peut s'écarter de la normale à l'ouverture tout en atteignant ultérieurement l'absorbeur) du système est étroit, plus la poursuite du mouvement du soleil par un mécanisme d'orientation pour capter le rayonnement direct est nécessaire [17]. Selon les caractéristiques géométriques, les systèmes

à concentration sont classés comme : concentrateurs à deux dimensions (ou concentrateurs linéaires) et concentrateurs à trois dimensions (ou concentrateurs ponctuels) [6].

Les concentrateurs à deux dimensions peuvent concentrer le rayonnement solaire autour d'une ligne appelée axe focal, où est situé le récepteur [17]. Ce dernier est constitué d'un absorbeur généralement tubulaire placé à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique en verre. Les rayons solaires sont reflétés vers le récepteur soit par des miroirs de forme cylindro-parabolique, soit par des réflecteurs linéaires de Fresnel. L'axe longitudinal du concentrateur peut s'aligner dans une direction est-ouest afin de suivre les variations de la déclinaison du soleil au cours de l'année, ou bien dans une direction nord-sud de façon à suivre le mouvement diurne du soleil [2,17]. Du fait que la surface tubulaire absorbante étant plus petite, les pertes thermiques sont moindres que pour un capteur plan de même ouverture. L'utilisation de surfaces sélectives et l'évacuation de l'air entre l'enveloppe en verre et l'absorbeur tubulaire pour faire le vide, permettent de réduire encore les pertes thermiques par émission infrarouge et par convection ; le rendement peut donc être amélioré et par suite les températures obtenues sont plus élevées [5,17]. Avec une concentration du rayonnement solaire jusqu'à 80 fois sur la surface absorbante, la température du fluide caloporteur peut atteindre les 400 °C [5].

Les concentrateurs à trois dimensions peuvent focaliser le rayonnement solaire autour d'un point appelé point focal ou foyer, où est situé le récepteur [17]. Ce dernier représente soit un moteur à combustion externe (moteur Stirling) qui peut convertir la chaleur en une énergie mécanique entraînant un générateur électrique, soit un échangeur de chaleur qui servira à produire de la vapeur surchauffée pour actionner une turbine à vapeur [2,6]. Pour rediriger les rayons solaires vers le récepteur on peut utiliser des lentilles de Fresnel, des surfaces représentant une symétrie de révolution (paraboloïdes), ou bien un champ de miroirs plats disposés en cercles ou en rangées parallèles (héliostats). Dans tels systèmes de concentration ponctuelle utilisés pour les applications à haute température supérieure à 500 °C, le concentrateur doit toujours être pointé vers le soleil à l'aide d'une monture mobile autour de deux axes [17].



Figure I-4: Systèmes à concentration.

En plus des imperfections des éléments optiques et des erreurs de pointage, la difficulté de transporter le fluide caloporteur à haute température augmente avec cette dernière à cause de l'augmentation des pertes thermiques, sauf dans les centrales à tour car l'énergie est transportée optiquement plutôt que thermiquement. Cependant, ce problème peut en effet être évité dans les capteurs solaires paraboliques ou avec lentilles de Fresnel si un générateur électrique est placé au foyer [9].

I.6 Capteurs solaires plans

I.6.1 Éléments d'un capteur solaire plan

Les éléments essentiels d'un capteur plan typique, comme montre la figure ci-dessous, sont : (i) une plaque en métal de bonne conductivité thermique noircie avec une peinture spéciale offrant des propriétés sélectives, servant d'absorbeur ; (ii) une vitre transparente placée au-dessus de l'absorbeur, utilisée pour réduire les pertes thermiques par convection et

par rayonnement infrarouge vers l'environnement ; (iii) un isolant en matériau de faible conductivité thermique pour réduire les pertes thermiques par conduction à travers les deux cotés latéraux et la face arrière du capteur solaire ; (iv) un boîtier (coffre) servant de structure sur laquelle sont assemblés les autres éléments [3,6,9].

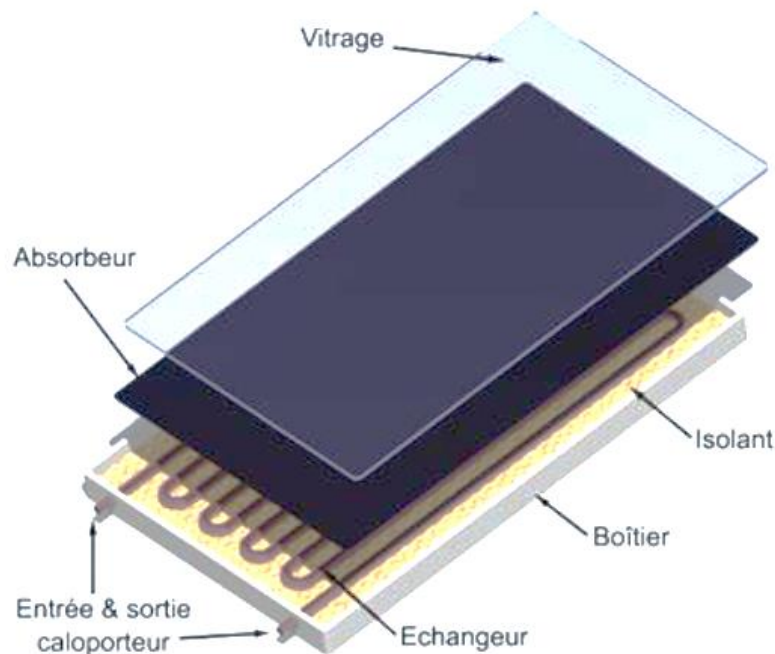


Figure I-5: Composants d'un capteur solaire plan.

I.6.1.1 L'absorbeur

L'absorbeur est l'élément central du capteur solaire, il absorbe le rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur [18]. L'absorbeur est constitué d'une plaque à laquelle sont intégrés des tubes à travers lesquels circule le fluide caloporteur. Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique, cette dernière est utilisée uniquement dans le cas où un milieu agressif circule directement dans l'absorbeur tel est le cas de l'eau d'une piscine. L'emploi des matières plastiques entraîne des différences notables comparées aux métaux [19]. Dans le cas des métaux on utilise le cuivre, l'acier inoxydable, ou bien l'aluminium, qui ont de bonnes conductibilités thermiques. Afin de maximiser l'absorption solaire, la surface de l'absorbeur est peinte en noir.

L'absorbeur ne doit pas être trop mince. En pratique, on emploie généralement une feuille de cuivre ou d'aluminium de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0.15 à 0.3 mm [20]. Les canaux contenant le fluide caloporteur ne doivent pas être trop espacés ; ainsi, la transmission de la chaleur de l'absorbeur vers le fluide caloporteur se fait plus efficacement. Dans la pratique, on choisit généralement un intervalle de 100 à 120 mm entre les tubes. Cela représente un compromis entre une évacuation optimale de la chaleur, une faible inertie thermique et une utilisation réduite des métaux tout en préservant des coûts de fabrication bas. Il est fortement nécessaire d'assurer un bon contact entre les feuilles de l'absorbeur et les tubes du fluide caloporteur afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact [20].

I.6.1.2 Le fluide caloporteur

Le fluide caloporteur est chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Il est choisi en fonction de ses propriétés physiques et chimiques, il doit posséder une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et une capacité calorifique élevée. Dans le cas des capteurs plans, on utilise de l'eau à laquelle on ajoute un antigel (généralement de l'éthylène glycol) ou bien de l'air. Par rapport à l'eau, l'air a les avantages suivants [18,19] :

- Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été ;
- Pas de problème de corrosion (l'air sec) ;
- Toute fuite est sans conséquence ;
- Il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux ;
- Le système à mettre en œuvre est plus simple et plus fiable.

I.6.2 Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air

Un capteur solaire plan à air a pour rôle de convertir l'énergie solaire incidente en énergie thermique à basses et moyennes températures et de la transférer à l'air qui le traverse. En absorbant les rayons solaires, l'absorbeur cède à l'air une partie de cette énergie reçue, et réémet une autre partie dans l'infrarouge. Une couverture alvéolée en polycarbonate est placée au-dessus de l'absorbeur. Celle-ci est transparente aux rayonnements solaires visibles et opaques à l'infrarouge qu'elle absorbe et réémet vers l'absorbeur. Elle permet de piéger les rayonnements entre ce dernier et la couverture et d'augmenter ainsi la température de

l'absorbeur. C'est ce qu'on appelle l'effet de serre. Pour ce qui est de l'isolation latérale et arrière, elle est assurée par des parois recouvertes d'isolants thermiques. Les échanges thermiques entre les constituants du capteur peuvent avoir lieu convection, conduction et rayonnement [9,20].

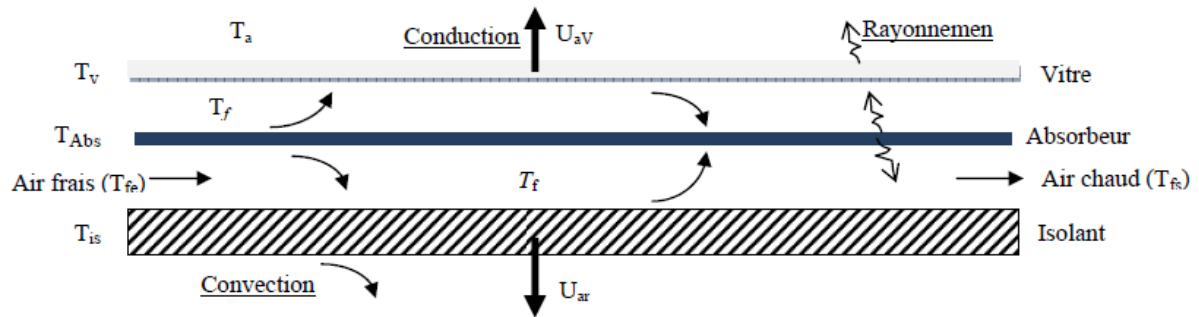


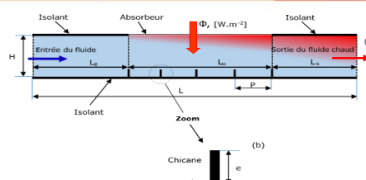
Figure I-6: Échanges thermiques dans un capteur solaire plan à air.

Chapitre II :

Formulation mathématique

Sommaire

- II.1 Introduction _____ 15
- II.2 Présentation géométrique du problème _____ 15
- II.3 Mise en équations du problème _____ 16
 - II.3.1 Équation de la continuité 17
 - II.3.2 Équations de quantité du mouvement 17
 - II.3.3 Équation de l'énergie 17
- II.4 Régimes d'écoulements: Laminaire et turbulent _____ 18
- II.5 Description de la turbulence _____ 18
- II.6 Différentes approches pour la modélisation de la turbulence _____ 19
 - II.6.1 Simulation Numérique Directe (DNS) 19
 - II.6.2 Simulation à grandes échelles (LES) 19
 - II.6.3 Approche statistique de la turbulence 20
- II.7 Les équations moyennées de Reynolds _____ 21
 - II.7.1 Équation de continuité 21
 - II.7.2 Equation de quantité de mouvement 22
 - II.7.3 Problème de fermeture 23
- II.8 Modèles de turbulence _____ 24
- II.9 Modèle de turbulence choisi (k-ε Standard) _____ 25
 - II.9.1 Équation d'énergie cinétique turbulente k 25
 - II.9.2 Équation du taux de dissipation ε 25

<p style="text-align: center;">NAVIER-STOKES EQUATION</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="background-color: #e0ffe0; padding: 5px;"> $\rho R_x \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{Du}{Dt}$ $\rho R_y \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{Dv}{Dt}$ $\rho R_z \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{Dw}{Dt}$ </div> <div style="text-align: right;"> <p>Navier-Stokes Equation</p> </div> </div> <div style="background-color: #ffe0e0; padding: 5px; margin-top: 5px;"> $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0$ <p style="text-align: right;">Continuity</p> </div> 	<p>Résumé</p> <p><i>L'objectif de ce chapitre consiste à présenter le modèle mathématique qui nous permettra de traiter le problème et de prédire les performances thermiques du capteur étudié. Dans un premier temps, on va présenter la géométrie du capteur étudié (avec et sans chicanes), ensuite, les équations gouvernantes l'écoulement seront présentées pour les deux cas d'étude : écoulement laminaire et écoulement</i></p>
--	--

II.1 Introduction

Pour résoudre un problème de la mécanique des fluides ou de transfert de chaleur il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Le modèle physique peut s'exprimer en mots et phrases qu'il est nécessaire de traduire en expressions mathématiques. Lorsque le problème est ainsi bien posé, il est alors possible de le résoudre soit mathématiquement (solution analytique) ou numériquement (solution numérique). Les solutions analytiques, basées sur la forme locale du problème (Equations aux Dérivées Partielles : « E.D.P. » associées aux conditions initiales et aux limites), ne peuvent être déterminées dans le cas général sauf dans certains cas classiques connus depuis bien longtemps. Dans le cas général où il y'a des difficultés si l'on résout les équations aux dérivées partielles qui régissent les phénomènes étudiés, on fait appel aux méthodes numériques, le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques qui on peut le résoudre d'une manière itérative à l'aide de l'ordinateur.

Le problème étudié (l'écoulement et l'échange thermique au sein d'un capteur solaire plan à air) est modélisé par les équations différentielles aux dérivées partielles de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Ces équations sont connues par les équations de Navier-Stokes. Ces équations sont fortement couplées entre elles et elles ne sont pas linéaires. En général, ces équations n'admettent pas des solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés [21]. La solution analytique générale de ces équations s'inscrit dans les sept problèmes du millénaire. L'objectif de ce chapitre est donc de présenter le modèle mathématique gouverne le problème étudié. Dans un premier temps, on va présenter la géométrie du capteur étudié. Ensuite, la formulation mathématique des équations de Navier-Stokes seront présentées pour les deux régimes de l'écoulement : laminaire et turbulent.

II.2 Présentation géométrique du problème

La géométrie du problème étudié, comme représenté dur la figure II-1, représente une conduite bidimensionnelle de forme rectangulaire d'hauteur H et de longueur L . La vitre, l'absorbeur et le bois isolant ne sont pas considérés dans la simulation. Juste le tube d'échangeur du capteur sera simulé, et l'effet de l'absorbeur, l'isolant et la vitre sont inclus comme des conditions aux limites sur les frontières de domaine de calcul. Les parois du capteur contiennent des rugosités artificielles (chicanes), afin d'assurer un bon échange

thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Ces chicanes sont de forme carrée de côté E . Le fluide de travail (fluide caloporteur) est l'air.

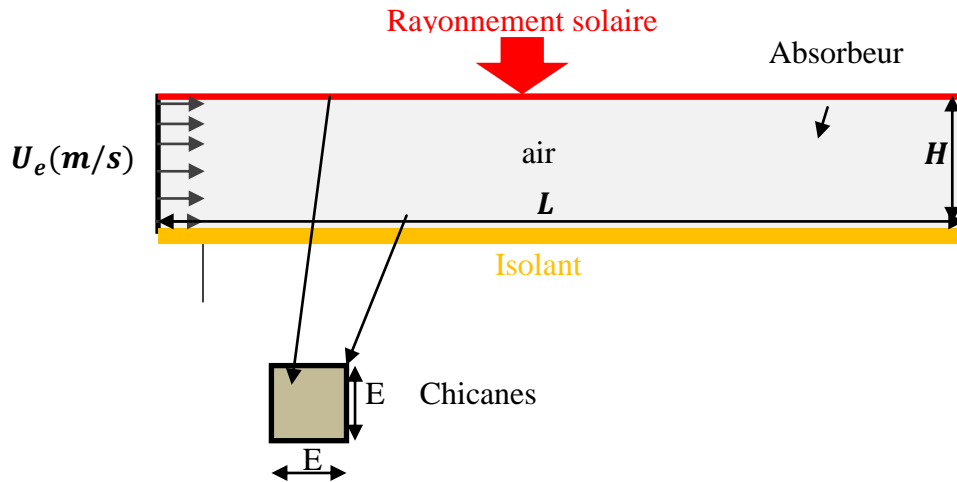


Figure II-1: Dimensions du problème étudié, (a) Vue globale du capteur, (b) dimensions d'un obstacle artificiel (chicane).

Dans un premier temps, l'étude a été effectuée pour un capteur plan sans chicanes pour garder les résultats comme une référence d'évaluation des effets dynamiques et thermiques de la présence des chicanes. Ensuite, une étude paramétrique incluant différents paramètres des rugosités sera effectuée. Les dimensions géométriques du capteur ainsi que celles des chicanes, considérées dans la présente étude, sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Tableau II-1: Données géométriques du capteur plan étudié.

Portions	Dimension [m]
Longueur L	2.5
Hauteur de la conduite H	0.0250
Côté d'une chicane E	0.0075
Distance entre chicanes	0.015
Nombre des chicanes	50 [-]

II.3 Mise en équations du problème

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir [22, 23] :

1. Conservation de masse ;
2. Conservation la quantité de mouvement ;
3. Conservation d'énergie.

II.3.1 Équation de la continuité

Elle est déduite de la loi de conservation de masse et s'exprime mathématiquement, pour le cas d'un écoulement stationnaire, sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II. 1})$$

II.3.2 Équations de quantité du mouvement

Le principe de conservation de quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques de fluide, son mouvement et les causes qui le produisent.

Si on suppose que le milieu est continu, isotrope, homogène et que le fluide est newtonien (relation contrainte – déformation linéaire), les équations de quantités de mouvement stationnaires s'écrivent sous la forme suivante :

$$\left(\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II. 2})$$

$$\left(\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II. 3})$$

$$\left(\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II. 4})$$

II.3.3 Équation de l'énergie

Elle est déduite de la loi de conservation d'énergie. Elle s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial(\rho uT)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vT)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wT)}{\partial z} \right) \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (\text{II. 5})$$

Où : u , v et w représente les vitesses de l'écoulement suivant les directions x , y et z respectivement. P , est la pression. T , la température. μ , la viscosité dynamique du fluide. $Pr = (\mu \cdot Cp / \lambda)$, représente le nombre de Prandtl.

L'ensemble de toutes les équations (II.1 jusqu'à II.5) forme les équations de Navier-Stokes pour un fluide Newtonien, stationnaire, tridimensionnel et visqueux (non parfait).

II.4 Régimes d'écoulements: Laminaire et turbulent

On dit qu'un écoulement est laminaire lorsque le mouvement des particules fluides se fait de façon régulière et ordonnée. L'écoulement est turbulent lorsque le déplacement est irrégulier et que des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide. L'une des premières analyses de la transition d'un régime laminaire vers la turbulence, basée sur des observations d'écoulements en conduit cylindrique, a été effectuée par Reynolds en 1883 [24]. Reynolds a montré que la transition du régime laminaire au régime turbulent ne dépend pas séparément de chacun des paramètres mais d'une seule grandeur les regroupant tous. Pour un fluide visqueux, de masse volumique ρ et de viscosité dynamique μ , passe dans une conduite de diamètre D avec une vitesse moyenne U , le nombre de Reynolds (Re) est défini comme : $Re = \rho UD / \mu$ [22-25].

Le nombre de Reynolds est une grandeur sans dimension représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de la viscosité, et caractérise l'apparition de la turbulence [25]. L'expérience montre que pour les écoulements internes (écoulements dans les conduites), le nombre de Reynolds critique (Re_{cr}) pour passer de régime laminaire vers le régime turbulent est approximativement égale $Re_{cr} = 2300$.

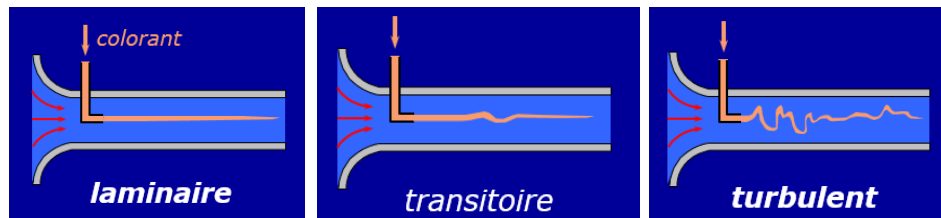


Figure II-2: La transition du régime laminaire vers le régime turbulent : l'expérience de Reynolds [22].

II.5 Description de la turbulence

La plupart des écoulements qui se trouvent dans la réalité sont turbulents, ce terme dénotant en fait un mouvement dans lequel une fluctuation irrégulière est superposée à l'écoulement principal. La turbulence est gouvernée par les équations de Navier–Stokes, comme elle est caractérisée par des échelles spatiales et temporelles de tailles très différentes. D'après Reynolds [24] la turbulence est définie par le mouvement irrégulier et aléatoire dans l'espace et dans le temps, apparaît de manière significative dans les écoulements avec des nombres de Reynolds élevés.

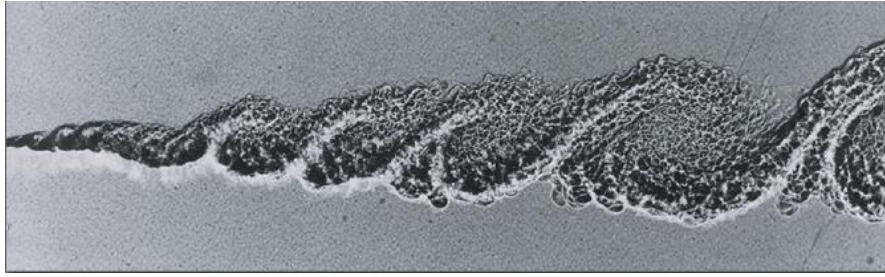


Figure II-3: Visualisation d'un écoulement turbulent [23].

II.6 Différentes approches pour la modélisation de la turbulence

Dans le cas où le régime est turbulent, plusieurs schémas de modélisation sont disponibles pour modéliser et résoudre les équations précédentes : la simulation numérique directe (DNS), la simulation à grandes échelles (LES) et la simulation statistique de la turbulence. Les capacités des calculateurs, la complexité de la géométrie et le degré de précision recherché sont des facteurs qui vont nous orienter vers l'une ou l'autre de ces solutions [26]. Dans ce qui suit, on présente en brièvement ces différentes approches pour la modélisation de la turbulence :

II.6.1 Simulation Numérique Directe (DNS)

La simulation numérique directe (DNS) résout directement les équations de transport. Elle donne accès à toutes les informations physiques de l'écoulement. Cependant elle nécessite des schémas numériques d'ordre élevés ainsi qu'une résolution très fine, donc des maillages très denses. Quoique son coût machine la prohibe pour les études de type "industriel" elle s'inscrit plutôt dans le cadre des études fondamentales sur de très petits domaines spatio-temporels. C'est pourquoi le calcul numérique direct de ces écoulements est pratiquement impossible vu les capacités de stockage et de calcul qu'il nécessite [27].

II.6.2 Simulation à grandes échelles (LES)

Le calcul avec cette modélisation (*LES : Large Eddy Simulation*) est basé sur une résolution directe des équations de Navier-Stokes pour les grosses structures et sur une modélisation des petites échelles dénommées alors "*sous-maille*". Le filtre est ainsi mis en place et l'action de la turbulence *sous-maille* conduit nécessairement à l'introduction d'une viscosité turbulente ν_t . Les équations ne sont plus moyennées, mais filtrées [26,27]. En utilisant cette approche, on peut trouver une bonne prédiction du comportement de l'écoulement, néanmoins, cette approche nécessite un maillage très dense où la taille de la

cellule minimale est de l'ordre de $Re^{-3/4}$ afin de capter les petites échelles de la turbulence pour chaque pas du temps [27]. Donc, l'utilisation de LES reste limité pour les applications simples à faible nombre de Reynolds et il nécessite des supercalculateurs.

II.6.3 Approche statistique de la turbulence

Puisque la turbulence est toujours aléatoire, l'approche statistique, qui a été proposé par Reynolds [24] peut être utilisé. La modélisation statistique de la turbulence conduit à la détermination des valeurs moyennées des inconnues. Les grandeurs caractérisant l'écoulement sont décrites comme la somme d'une partie moyenne et d'une partie fluctuante.

Dans un écoulement turbulent, le fluide est supposé comme un milieu continu où la moyenne sur le mouvement moléculaire peut être prise selon l'approche statistique de Reynolds ; La moyenne temporelle d'une quantité F est définie [26] par :

$$\bar{F} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} F(t) dt \quad (\text{II.6})$$

Il est nécessaire que ΔT soit suffisamment grande par rapport à la période des fluctuations aléatoires associées à la turbulence, mais petite par rapport au temps caractéristique de n'importe quelle variation dans l'écoulement associé à l'état instationnaire (Figure II-4).

Si on suppose que les fluctuations associées à la turbulence sont superposées sur le mouvement moyen (Figure II-4), on peut écrire les variables de l'écoulement, la vitesse, la pression et la température, respectivement comme suit :

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (\text{II.7})$$

$$P = \bar{P} + p \quad (\text{II.8})$$

$$T = \bar{T} + t \quad (\text{II.9})$$

Le symbole $\overline{(\quad)}$ représente l'opérateur de moyenne statistique ou moyenne d'ensemble et les lettres minuscules, les fluctuations ou écarts par rapport à ces moyennes.

Les fluctuations dans les autres propriétés des fluides telles que la viscosité, la conductivité, la chaleur spécifique et la diffusivité de masse sont généralement petites et peuvent être négligées [28].

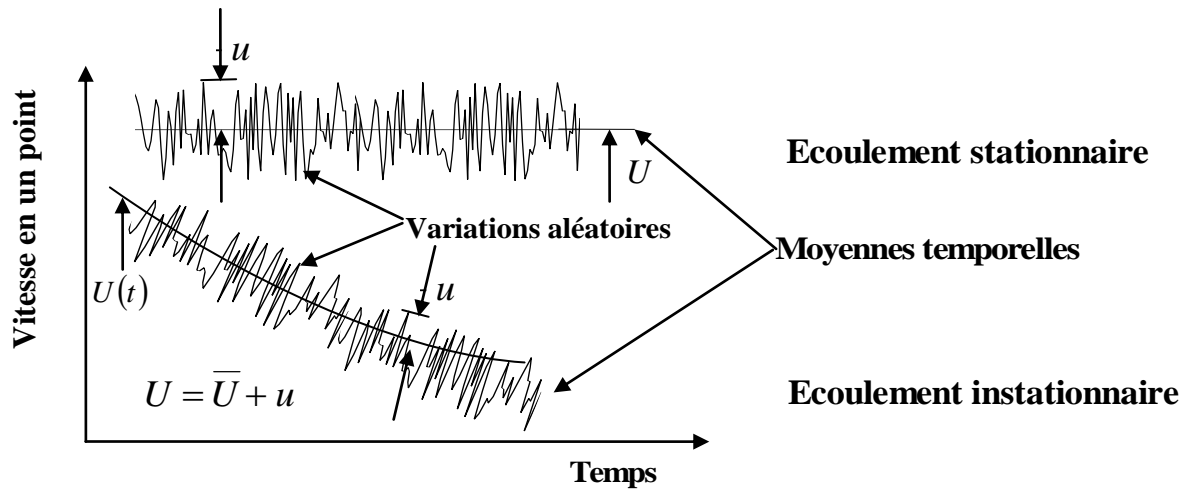


Figure II-4: Description de l'approche statistique de la turbulence et notion de la valeur moyenne et fluctuant.

Par définition, la moyenne d'une fluctuation est nulle, on écrit :

$$\bar{f} = \frac{1}{\Delta t_{t_0}} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} f dt \equiv 0 \quad (\text{II.10})$$

$$\overline{FG} = 0 \quad (\text{II.11})$$

$$\overline{FG} = \overline{F} \overline{G} \quad (\text{II.12})$$

$$\overline{fg} \neq 0 \quad (\text{II.13})$$

II.7 Les équations moyennées de Reynolds

II.7.1 Équation de continuité

Pour des raisons de linéarité, on déduit immédiatement de (II.1) en introduisant (II.7) que [26-28] :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.14})$$

L'opérateur de moyenne d'ensemble appliqué à cette équation fournit la relation conséquente suivante :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.15})$$

Par soustraction directe des deux équations précédentes, on a également :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.16})$$

II.7.2 Equation de quantité de mouvement

Les équations de quantités du mouvement moyennées par la procédure de Reynolds (RANS) sont [26-28] :

$$\rho \left[\frac{\partial(U_i)}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.17})$$

En remplaçant les relations (III.7) et (III.8) dans l'équation (III.17), on obtient :

$$\frac{\partial(\overline{U_i + u_i})}{\partial t} + (\overline{U_j + u_j}) \frac{\partial(\overline{U_i + u_i})}{\partial x_j} \equiv \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial(\overline{P} + p)}{\partial x_i} \right) + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial(\overline{U_i + u_i})}{\partial x_j} + \frac{\partial(\overline{U_j + u_j})}{\partial x_i} \right] \quad (\text{II.18})$$

En prenant la moyenne des termes, il reste :

$$\frac{\partial(\overline{U_i})}{\partial t} + \underbrace{\frac{\partial(\overline{U_i U_j})}{\partial x_j}}_{\overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \overline{U_i} \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_j}} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \underbrace{\left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right]}_{\Delta \overline{U_i}} \right] - \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} \quad (\text{II.19})$$

En arrangeant (III.19), on obtient les équations moyennées de Reynolds (RANS) pour les écoulements turbulents :

$$\underbrace{\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t}}_1 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{U_i U_j})}_2 = - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i}}_3 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \right]}_4 - \underbrace{\overline{u_i u_j}}_5 \quad (\text{II.20})$$

On définit les termes :

- 1 : De variation temporelle de la quantité de mouvement par unité de masse suivant la direction x_i .
- 2 : De correction.
- 3 : Pression
- 4 : Diffusion (par frottement).
- 5 : Des contraintes de Reynolds.

L'équation (II.20) fait apparaître six inconnues supplémentaires qui constituent le tenseur de Reynolds $-\rho\overline{u_i u_j}$. Dans l'opération de moyenne, on perd de l'information sur l'écoulement ce qui mène à un problème ouvert (n'est pas fermé) [26].

II.7.3 Problème de fermeture

- Les termes dus aux fluctuations $-\rho\overline{u_i u_j}$ sont connus sous le nom de contrainte additionnelle ou plus communément " « contraintes de Reynolds » ; les équations qui les caractérisent sont appelées : Equations de Reynolds.
- Les contraintes additionnelles dues à la turbulence forment un tenseur symétrique appelé tenseur de Reynolds similaire à celui des contraintes. Il s'exprime (en trois dimensions) [28] :

$$-\rho \begin{pmatrix} \overline{u^2} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{vu} & \overline{v^2} & \overline{vw} \\ \overline{wu} & \overline{wv} & \overline{w^2} \end{pmatrix} \quad (\text{II.21})$$

- La trace de ce tenseur est égale à deux fois l'énergie cinétique de turbulence noté k :

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2} \right) = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (\text{II.22})$$

- Les contraintes de Reynolds proviennent de la non-linéarité des équations de Navier Stokes et s'interprètent comme des contraintes. Le système (II.14) et (II.20)

comporte plus d'inconnues que d'équations, c'est un système ouvert. Le problème qui se pose à ce stade est le problème de fermeture. On a 4 équations au total dont 3 pour la quantité de mouvement et 1 pour la continuité mais le nombre d'inconnues est maintenant égal à 10 ($u_i, i = 1, 2, 3, p$ et $6 \overline{u'_i u'_j}$); d'où la nécessité de la modélisation des équations de Reynolds. Pour cela, beaucoup de chercheurs se sont investis dans le domaine et plusieurs contributions de modèles de résolution ont été proposées.

II.8 Modèles de turbulence

En principe, il n'y a aucun besoin d'un traitement particulier pour les écoulements turbulents, les équations de Navier – Stokes s'appliquant de la même manière aux écoulements laminaires et turbulents et un programme numérique permettra la résolution de ces équations. Ceci n'est néanmoins pas actuellement possible à cause d'un besoin de discrétisation importante afin d'être en mesure de décrire les caractéristiques du mouvement turbulent. En effet, les chercheurs ne sont intéressés que par les effets de la turbulence en cours de périodes de temps même si l'écoulement moyen est instationnaire. Une description en termes de moyennes temporelles des diverses caractéristiques est donc nécessaire. Ceci est possible mais fera apparaître des corrélations entre fluctuations (vitesse et températures) au sein des équations de conservation. Ces termes n'étant pas à priori connus, une approximation (ou modélisation) de leurs effets en termes de quantités connues ou déterminable est donc nécessaires [26,28].

Les équations (algébriques ou différentielles) qui sont résolues en parallèles avec les équations de conservation constituent le '*modèle de turbulence*' et permettent de simuler le comportement réel des écoulements considérés.

Plusieurs modèles de turbulence existent. Le logiciel FLUENT offre la possibilité de choisir l'un des modèles de turbulence suivants :

- Le modèle à une équation Spalart Allmaras.
- Le modèle à deux équations $k - \varepsilon$
- Le modèle à deux équations $k - \omega$
- « Reynolds Stress Model ».
- LES, DES...

Le choix entre ces modèles est basé principalement sur les résultats que donne chacun des modèles suivant les conditions aux limites déjà prédéfinies. Il est vrai qu'un modèle peut donner de meilleurs résultats par rapport à un autre modèle, mais ceci est dû principalement à la nature des cas étudiés et à la correspondance modèle de turbulence-conditions aux limites.

Dans le présent travail, nous avons considéré le modèle $k-\varepsilon$ car il a été démontré dans des travaux antérieurs que ce modèle donne des résultats satisfaisants pour le cas de l'écoulement confinés en générale (écoulements dans les conduites) [26-28].

II.9 Modèle de turbulence choisi ($k-\varepsilon$ Standard)

Le modèle standard $k-\varepsilon$ a été développé par Launder et Spalding, en 1972 [27]. Ce modèle est basé sur deux équations de transport : une équation pour transport de l'énergie cinétique turbulente k , et une autre pour sa dissipation visqueuse ε .

II.9.1 Équation d'énergie cinétique turbulente k

L'équation de l'énergie cinétique turbulente k est donnée par :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \rho u k}{\partial x} + \frac{\partial \rho v k}{\partial y} + \frac{\partial \rho w k}{\partial z} \right) \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial z} \right] + G_K - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (\text{II.24})$$

II.9.2 Équation du taux de dissipation ε

L'équation de la dissipation d'énergie cinétique turbulent ε est donnée par :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \rho u \varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial \rho v \varepsilon}{\partial y} + \frac{\partial \rho w \varepsilon}{\partial z} \right) \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] \\ + \frac{\varepsilon}{K} c_{\varepsilon 1} G_K - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \end{aligned} \quad (\text{II.25})$$

$$\text{Où ; } \Gamma_{\varepsilon, k} = \Gamma_\varepsilon \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon, k}} \right)$$

Dans ce modèle, la viscosité turbulente est modélisée par la formule suivante:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.26})$$

Le terme G_K , représente la production de l'énergie cinétique turbulente défini par:

$$G_K = \mu_t \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] \quad (\text{II.27})$$

Les coefficients de modèle k - ε standard, qui ont été déterminés expérimentalement, sont représentées dans le Tableau 2.

Tableau II-2: Les coefficients du modèle k - ε standard [27].

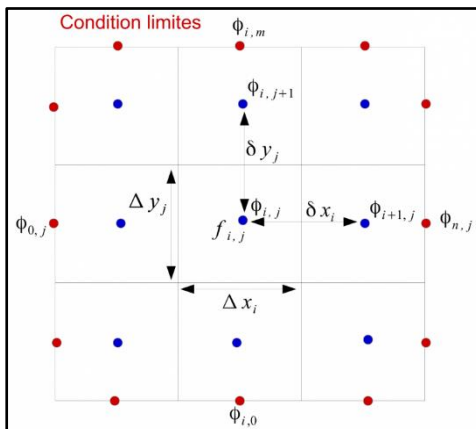
<i>Coefficient</i>	c_μ	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	σ_K	σ_ε
Valeur	0.09	1.44	1.92	1.0	1.33

Chapitre III :

Résolution numérique

Sommaire

III.1	Introduction	27
III.2	Principe de la méthode des volumes finis	27
III.2.1	Description d'un volume de contrôle	27
III.2.2	Discrétisation par la méthode des volumes finis	28
III.2.3	Equations discrétisées	29
III.3	Schémas d'interpolation	32
III.3.1	Schéma de différences centrés	32
III.3.2	Schéma décentré ou UPWIND	33
III.4	Problème de couplage vitesse-pression	34
III.5	Algorithme de couplage « SIMPLE »	36
III.6	Les conditions aux limites	38
III.7	Présentation du logiciel de calcul	40
III.8	Procédure du calcul numérique	40
III.8.1	Géométrie et maillage	40
III.8.2	Calcul itératif	41



Résumé

Dans ce chapitre on va présenter la manière de la résolution du problème étudié en utilisant la méthode des volumes finies. Dans un premier temps on va présenter le logiciel de création de la géométrie et le maillage (GAMBIT). Ensuite, les étapes de résolution sur le logiciel FLUENT (les schémas de discrétisation, les conditions aux limites, les algorithmes de résolution) seront présentées.

III.1 Introduction

Comme nous avons déjà vu dans le chapitre précédent, le problème étudié est gouverné par des équations aux dérivées partielles non-linéaires, très complexes à résoudre d'une manière analytique. C'est pourquoi nous utilisons les méthodes numériques afin de trouver des solutions.

Pour obtenir des solutions numériques, le modèle mathématique constitué par un système des équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) doit être transformé à l'aide d'une méthode de discrétisation en système d'équations algébriques. Il existe plusieurs méthodes de discrétisations des équations aux dérivées partielles : la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis, la méthode des éléments finis, méthodes spectrales, etc. Dans ce travail, nous avons utilisé le logiciel FLUENT (version 6.3) qui est basée sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations différentielles gouvernante du problème. Avant de résoudre le problème par le logiciel Fluent, il faut tout d'abord l'identifier par module de maillage en utilisant le logiciel GAMBIT, qui est un pré processeur intègre pour la création de la géométrie et le maillage.

III.2 Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation numérique des équations aux dérivées partielles en équations algébriques. Cette méthode a été développée par Patankar en 1980 [29]. Elle est basée sur l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui assurent la conservation de toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle [30].

III.2.1 Description d'un volume de contrôle

Dans la simulation par la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces derniers (volume de contrôle) contenant un nœud appelé le nœud principale. Un exemple de volume de contrôle est illustré dans la figure II-5. Pour un nœud principal (P'), les points E et W (E : Est, W : West) sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (N : Nord, S : Sud) sont ceux dans la direction Y. Le volume de contrôle

entourant (P') est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux point (e) et (w) dans la direction X, (n) et (s) dans la direction Y [29].

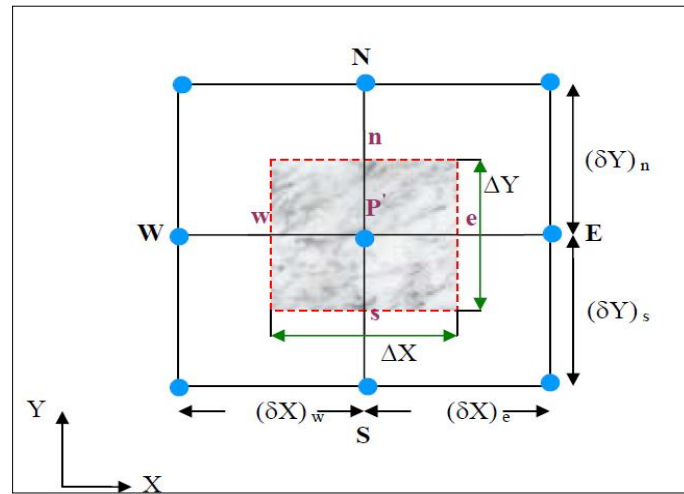


Figure III-1: Schéma représentant un volume de contrôle bidimensionnel.

III.2.2 Discrétisation par la méthode des volumes finis

Le maillage est subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds). Ainsi un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque nœud.

Les grandeurs scalaires sont stockées dans le nœud (P') du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composantes de la vitesse.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale (U) est décalé suivant la direction (X) par rapport au volume de contrôle principal, celui de la composante transversale (V) est décalé suivant la direction (Y). Ce type de maillage appelé le maillage décalé, qui permet une bonne approximation des flux convectifs et une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans la figure III-2 [31, 32] :

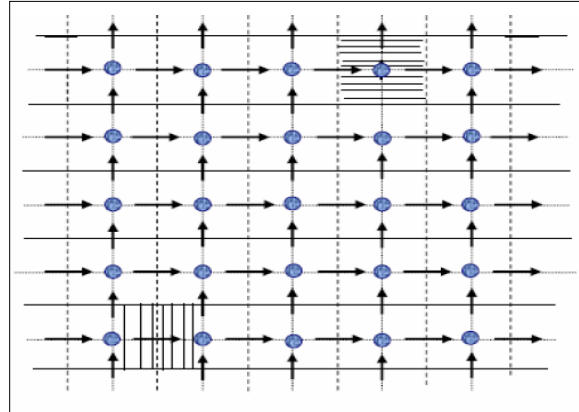
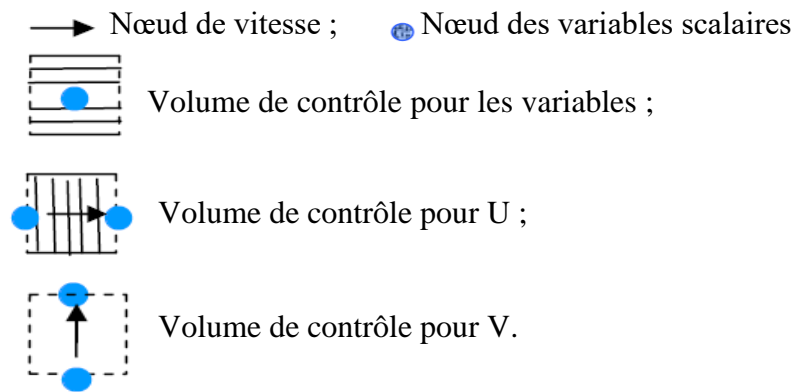


Figure III-2: Schéma représentant le principe du maillage décalé.



III.2.3 Equations discrétisées

Les équations mathématiques exposées précédemment qui régissent l'écoulement expriment le transport des quantités de masse, de mouvement et d'énergie.

On peut procéder à la conversion des équations différentielles de transport en systèmes d'équations algébriques. Ce procédé est simplifié si on traite le cas d'une équation généralisée de transport d'une variable ϕ . Cette équation s'écrit dans le cas stationnaire et bidimensionnel comme suit [32,33] :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_{\phi} \quad (\text{III.1})$$

Tous les termes sont représentés dans la table 3.

Tableau III-1 : Coefficients de diffusion et termes source.

Équation de	ϕ	Γ_{ϕ}	S_P	S_U
Conservation de la masse	1	0	0	0
Quantité du mouvement dans le sens OX	U	μ_{eff}	0	$S^U - \frac{\partial P}{\partial x}$
Quantité du mouvement dans le sens OY	V	μ_{eff}	0	$S^V - \frac{\partial P}{\partial y}$
Energie	$C_p T$	$\frac{\mu}{Pr}$	0	$\frac{dP}{dt}$
Avec				
$S^U = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right)$				
$S^V = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right)$				
$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y} = U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y}$				

Où ϕ : La propriété transportée ;

Γ_{ϕ} : Le coefficient de diffusion ;

S_{ϕ} : Le terme source.

Pour bien comprendre cette méthode, on considère le cas le plus simple. Soit l'écoulement permanent unidimensionnel dans lequel seuls les termes de convection et de diffusion sont présents. L'équation différentielle gouvernante dans ce cas est :

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad \text{III.2}$$

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{d}{dx}(\rho u) = 0 \quad \text{Soit, } \rho u = \text{constante} \quad \text{III.3}$$

Pour obtenir l'équation discrétisée, on utilise le système à trois nœuds, représenté dans la figure III-3. On suppose que "e" est localisé au milieu entre P et E, et w est entre W et P.

L'intégration des équations (III.2 et III.3) autour du volume de contrôle (w-e) de la figure III-3, nous donne :

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad \text{III.4}$$

$$(\rho u)_e - (\rho u)_w = 0 \quad \text{III.5}$$

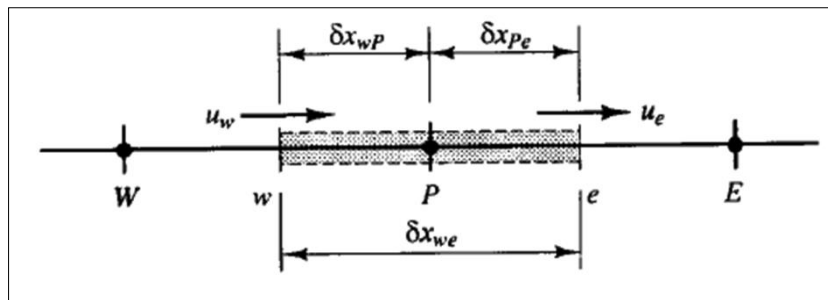


Figure III-3: Volume de contrôle autour du nœud P, cas monodimensionnel.

Pour arranger l'équation d'une façon compacte, on définit deux nouveaux termes :

$$F = \rho u \quad \text{et} \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad \text{III.6}$$

Les deux termes ont les mêmes dimensions ; F indique l'intensité de la convection, D est la conductance de diffusion. Avec ces nouveaux symboles, les équations (III.4 et III.5) deviennent :

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad \text{III.7}$$

$$F_e - F_w = 0 \quad \text{III.8}$$

Pour résoudre l'équation (III.7), on aura besoin de calculer la propriété de transport ϕ aux faces e et w. Plusieurs méthodes ou schémas sont possibles pour déterminer les valeurs de la variable ϕ aux centres des mailles. Dans ce qui suit on présente les deux schémas les plus utilisés dans la littérature [29,30,32].

III.3 Schémas d'interpolation

Deux schémas largement utilisés dans la littérature pour interpoler la quantité de transport ϕ aux faces de maillage. Le schéma de différences centrés et le schéma UPWIND.

III.3.1 Schéma de différences centrés

L'approximation par un schéma de différences centrées est utilisée pour représenter le terme de diffusion. Pour le cas unidimensionnel, on peut écrire la valeur de la grandeur scalaire ϕ aux faces du volume de contrôle comme suit [32] :

$$\phi_e = (\phi_p + \phi_E) / 2 \quad \text{III.9}$$

$$\phi_w = (\phi_w + \phi_p) / 2 \quad \text{III.10}$$

Le facteur (1/2) provient du fait qu'on a supposé que les interfaces dans la Figure III-3 soient au milieu.

L'introduction des deux expressions (III.9) et (III.10) dans l'équation (III.7) donne :

$$\frac{F_e}{2}(\phi_p + \phi_E) - \frac{F_w}{2}(\phi_w + \phi_p) = D_e(\phi_E - \phi_p) - D_w(\phi_p - \phi_w) \quad \text{III.11}$$

En réarrangeant cette équation, on aboutit à l'équation discrétisée suivante :

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_E \phi_E \quad \text{III.12}$$

$$\text{Avec } a_E = D_e - \frac{F_e}{2} ; a_w = D_w + \frac{F_w}{2} \text{ et } a_p = D_e + \frac{F_e}{2} + D_w - \frac{F_w}{2} = a_E + a_w + (F_e - F_w)$$

III.3.2 Schéma décentré ou UPWIND

L'un des inconvénients majeurs du schéma de différences centrées est son incapacité à identifier le sens de l'écoulement. Un remède très connu pour contourner ces difficultés est le schéma "UPWIND" [29].

Le schéma UPWIND évite le point faible dans la formulation précédente qui s'appuie sur l'hypothèse que la propriété convective φ_e à l'interface est la moyenne de φ_E et φ_P et il propose une meilleure description. La formulation du terme diffusif reste inchangée, mais le terme convectif est calculé à partir de l'hypothèse suivante :

La valeur de ϕ à une interface est égale à la valeur de ϕ au nœud amont, c'est-à-dire du côté d'où vient l'écoulement.

Par conséquent :

$$\begin{aligned} \phi_e &= \phi_p & \text{Si } F_e > 0 \\ \phi_e &= \phi_E & \text{Si } F_e < 0 \end{aligned}$$

La valeur de ϕ_w peut être définie de manière similaire.

Ces conditions peuvent être plus compactes si on définit un nouvel opérateur $\|A, B\|$ pour noter le max de A et B.

Donc le schéma UPWIND implique :

$$F_e \phi_e = \phi_p \|F_e, 0\| - \phi_E \|-F_e, 0\| \quad \text{III.13}$$

En le remplaçant dans l'équation discrétisée, on obtient :

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_E \phi_E \quad \text{III.14}$$

$$a_E = D_e + \|-F_e, 0\| \quad \text{III.15}$$

$$a_w = D_w + \|F_w, 0\| \quad \text{III.16}$$

$$a_p = D_e + \|F_e, 0\| + D_w + \|-F_w, 0\| \quad \text{III.17}$$

Après la discrétisation des équations gouvernantes le problème, on applique les équations discrétisées sur tous les nœuds du maillage, et ensuite, à l'aide d'un algorithme itérative de résolution numérique, on trouve les solutions recherchées avec certain niveau de précision.

III.4 Problème de couplage vitesse-pression

La résolution du système d'équations de bilan présente les problèmes suivants [32] :

- Les termes convectifs de l'équation de quantité de mouvement contiennent des quantités non linéaires.
- Les trois équations sont couplées car chaque composante de la vitesse apparaît dans chaque équation de quantité de mouvement et dans l'équation de continuité.

La difficulté principale dans cette méthode de résolution est que le champ de pression est inconnu pour un écoulement incompressible. Le gradient de pression fait partie du terme source de l'équation de quantité de mouvement. Il n'y a pas une équation de transport évidente pour la pression. Le champ de pression est indirectement spécifié via l'équation de continuité. Donc, le couplage entre la pression et la vitesse va introduire une contrainte dans la solution du champ d'écoulement : si un champ de pression correct est appliqué aux équations de quantité de mouvement, le champ de vitesse résultant doit satisfaire la continuité.

Les deux problèmes associés aux non-linéarités présentées dans le système d'équations et le couplage pression-vitesse peuvent être résolus en adoptant une stratégie de résolution itérative comme l'algorithme SIMPLE de Patankar et Spalding (1972) [29,30].

Cet algorithme est basé sur le principe du maillage décalé. Partant de ce principe, on va écrire les équations discrétisées de quantité de mouvement pour les différentes composantes de la vitesse.

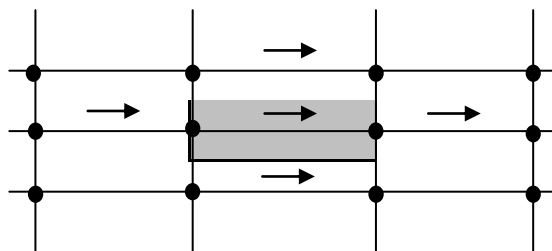


Figure III-4: Volume de contrôle pour u .

Un volume de contrôle décalé pour l'équation de quantité de mouvement par rapport à x est représenté sur la figure III-5. On s'intéresse à la localisation de "u" seulement. Les faces de ce volume de contrôle s'étalent entre le point "e" et les localisations correspondantes pour les voisins de "u". La configuration donnée par la figure permet de donner un avantage essentiel d'un maillage décalé : la différence $(P_P - P_E)$ peut être utilisée pour calculer la force de pression agissant sur le volume pour la vitesse u .

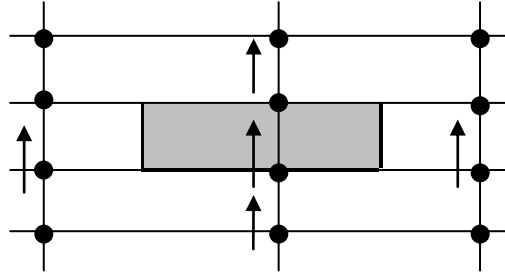


Figure III-5: : Volume de contrôle pour v .

L'équation discrétisée résultante est :

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + (P_P - P_E) A_e + b_e \quad \text{III.18}$$

Ici, le nombre des termes du voisinage dépend des dimensions du problème. Pour le cas bidimensionnel, quatre voisins de « u » sont représentés à l'extérieur du volume de contrôle. Les coefficients voisins (a_{nb}) représentent l'influence de la convection diffusion combinée sur les faces du volume de contrôle. Le terme (b_e) est défini comme étant le terme source de la quantité de mouvement.

$$b_e = S \Delta V_u.$$

ΔV_u est le volume de la cellule u , le terme $[(P_P - P_E) A_e]$ est la force de pression agissant sur le volume de contrôle "u" et A_e est la surface sur laquelle la différence de pression agit.

Les équations de quantités de mouvement pour les autres directions sont portées de la même manière sur la figure. La figure III-5 montre le volume de contrôle pour l'équation de quantité de mouvement, par rapport à y ; il est décalé dans la direction y . L'équation discrétisée pour « v_n » sera :

$$a_n v_n = \sum a_{nb} u_{nb} + (P_P - P_N) A_n + b_n \quad \text{III.19}$$

où $[(P_P - P_N) A_n]$ est la force de pression agissant sur le volume de contrôle "v"

Les équations de quantités de mouvement peuvent être résolues seulement si le champ des pressions est donné, ou s'il est de manière ou d'une autre estimé. A moins que le champ des pressions correct soit employé, le champ des vitesses résultant ne doit pas satisfaire l'équation de continuité. Un tel champ de vitesse imparfait basé sur un champ de pression (P^*) incertain doit être noté par (u^*) et (v^*). Ce champ doit résulter de la solution des équations discrétisées suivantes :

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (P_p^* - P_E^*) A_e + b_e \quad \text{III.20}$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (P_p^* - P_N^*) A_n + b_n \quad \text{III.21}$$

La procédure qui nous permet d'estimer et de corriger la pression pour aboutir au champ de pression correct est l'algorithme SIMPLE et ses dérivés.

III.5 Algorithme de couplage « SIMPLE »

La procédure SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) a été décrite par Patankar et Spalding (1972) et par Caretto, Gosman et Patankar (1975). C'est une procédure de prédiction-corrrection pour le calcul de la pression sur un arrangement de maillage décalé [29-32]. Dans cet algorithme, on commence par se donner un champ de pression incertain P^* avec lequel les équations de quantité de mouvement discrétisées seront résolues pour obtenir u^* et v^* .

Maintenant, on définit la correction de pression p' comme la différence entre le champ de pression P correct et le champ incertain P^* , tel que :

$$P = P^* + p' \quad \text{III.22}$$

De même, on définit les corrections de vitesse u' et v' :

$$u = u^* + u' \quad v = v^* + v' \quad \text{III.23}$$

La soustraction de l'équation (III.23) de l'équation (III.22) donne :

$$a_e u_e' = \sum a_{nb} u_{nb}' + (P_p' - P_E') A_e \quad \text{III.24}$$

A ce stade, une approximation est introduite : on enlève le terme $\sum a_{nb} u_{nb}'$ pour simplifier l'équation (III.24), on obtient :

$$u_e' = d_e (P_p' - P_E') \quad \text{III.25}$$

avec

$$d_e \equiv \frac{A_e}{a_e} \quad \text{III.26}$$

L'équation (III.25) est appelée formule de correction de vitesse, et l'on peut l'écrire comme suit :

$$u_e = u_e^* + d_e (p'_p - p'_E) \quad \text{III.27}$$

De même pour l'autre composante de la vitesse, on a :

$$v_n = v_n^* + d_n (p'_p - p'_N) \quad \text{III.28}$$

En remplaçant ce champ de vitesse dans la forme discrétisée de l'équation de continuité et après quelques réarrangements, on obtient l'équation de correction des pressions :

$$a_p p'_p = a_E p'_E + a_W p'_W + a_N p'_N + a_S p'_S + b \quad \text{III.29}$$

$$\text{Où} \quad a_E = \rho_E d_e \Delta y \Delta z$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \Delta z$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta z \Delta x$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta z \Delta x$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S$$

$$b = [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y \Delta z + [(\rho v^*)_s + (\rho v^*)_n] \Delta x \Delta z$$

Le terme b est un indicateur de convergence de la solution, lorsqu'il devient infiniment petit. Après l'obtention de P', on détermine la pression P et les vitesses u et v à partir des équations (III.22 et III.23). L'étape suivante concerne la résolution des autres équations de transport discrétisées (comme la température). Ensuite, on considère la valeur de P comme une nouvelle P* et on fait des itérations jusqu'à convergence. L'algorithme de cette procédure est résumé sur la figure III-7.

III.6 Les conditions aux limites

Pour résoudre les équations discrétisées, il faut définir les conditions aux limites dynamiques et thermiques sur les frontières de domaine de calcul. Ces conditions sont

résumées sur la figure III-6. A l'entrée du domaine d'étude nous avons une vitesse axiale constante, à la sortie nous avons une pression atmosphérique. Sur les parois isolantes nous avons appliqué un flux nul pour la température et condition de non glissement a été utilisé pour le champs dynamique (i.e. vitesse nulle). Un flux constant a été appliqué sur la partie utile du capteur (rayonnement solaire).

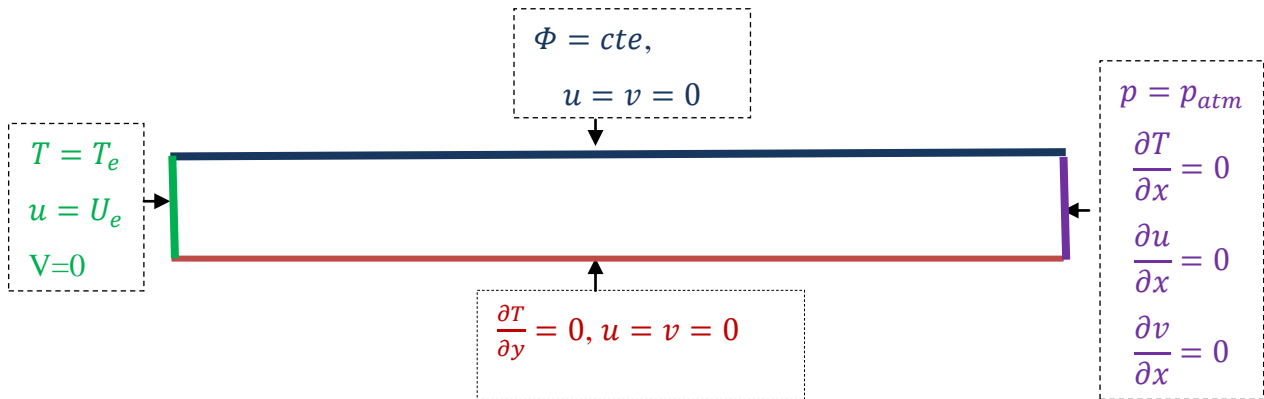


Figure III-6: Conditions aux limites appliquées.

Algorithme de résolution :

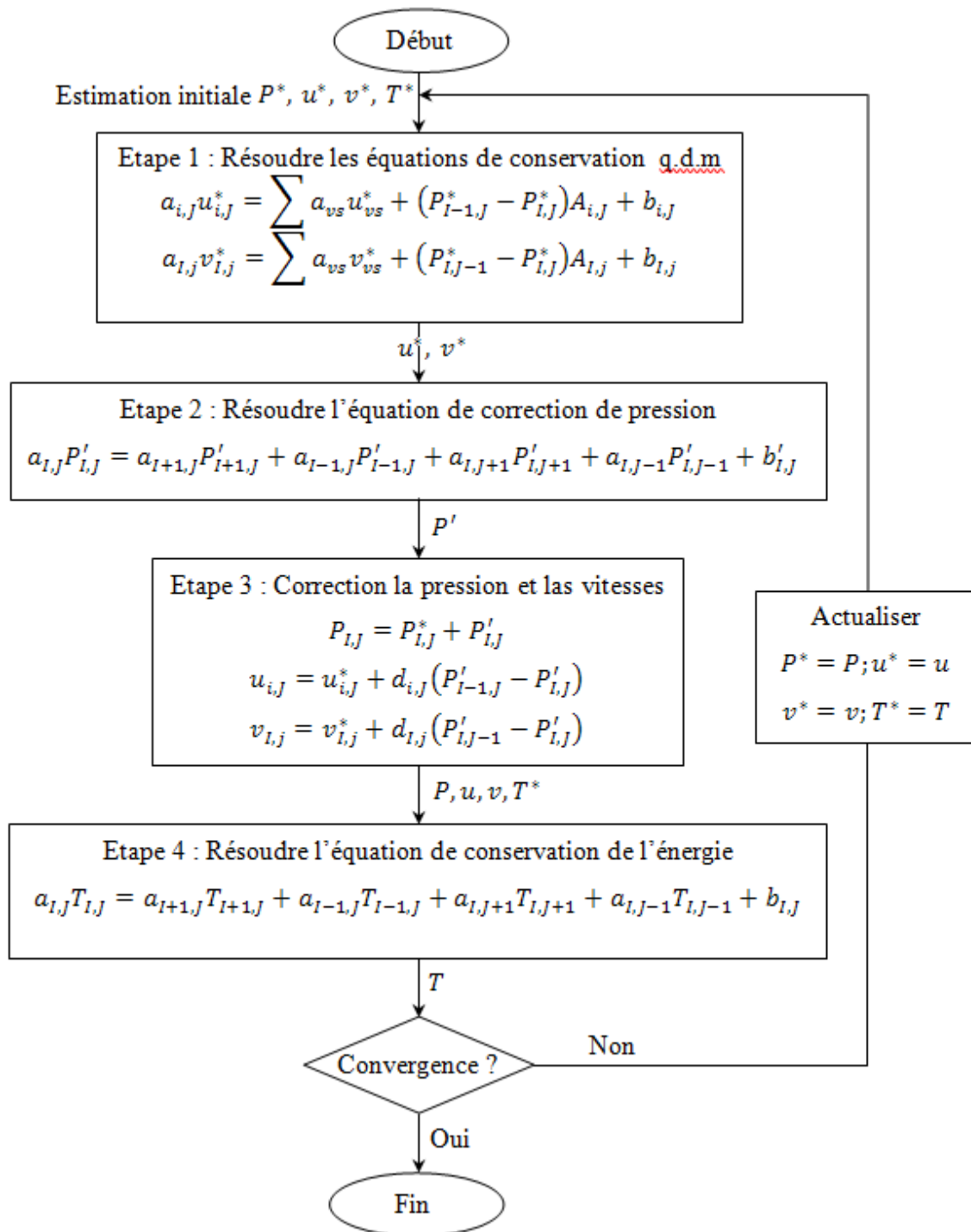


Figure III-7: Algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Équations).

III.7 Présentation du logiciel de calcul

Le logiciel FLEUNT, est un logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics) sous licence commerciale, permettant de réaliser des simulations numériques 2D ou 3D en mécanique des fluides/transfert de chaleur en se basant sur la résolution des équations de Navier Stokes par la méthode des volumes finis.

Ce logiciel de simulation numérique est largement utilisé dans le secteur industriel (échangeurs de chaleur, écoulements dans les tuyaux, automobile, aéronautique, espace, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasiques, turbulents, etc.) [33].

III.8 Procédure du calcul numérique

La procédure numérique se conçoit en deux étapes, le maillage et le calcul itératif.

III.8.1 Géométrie et maillage

Dans ce travail, la géométrie du capteur étudié a été conçu en se basant sur ses dimensions réelles en utilisant le logiciel GAMBIT. La procédure de création de maillage a été réalisée conformément au protocole suivant :

- Création du domaine physique 2D qui représente un rectangle avec et sans chicanes selon les dimensions choisies.
- Diviser la surface du capteur (rectangle) en trois parties afin de considérer les conditions aux limites appropriées dans chaque section (zone d'entrée, zone utile et zone de sortie).
- Faire une étude de l'indépendance de maillage afin de sélectionner un maillage convenable en utilisant un type de maillage structuré.

- Affectation des conditions aux limites dynamiques et thermiques en toutes parois du capteur.

III.8.2 Calcul itératif

Une fois le maillage du domaine d'étude réalisé, nous avons procédé aux calculs selon les étapes suivantes :

- Sélection l'équation de l'énergie afin de considérer le calcul de la température.
- Choix le régime de l'écoulement : régime laminaire ou régime turbulent.
- Choix le modèle de turbulence $k - \epsilon$ Standard pour le cas de l'écoulement turbulent.
- Choix la nature de l'écoulement, écoulement compressible (*Density based*) ou écoulement incompressible (*Pressure based*). Dans notre cas, l'écoulement est incompressible puisque la vitesse du fluide ne dépassera jamais la vitesse du son.
- Choix des caractéristiques des conditions aux limites appropriées à l'entrée et à la sortie, sur les parois et à la sortie du domaine de calcul.
- Choix le fluide caloporteur (l'air) et ses propriétés physico-chimiques.
- Choix le schéma implicite dans la résolution des équations de transport, car cette formulation résout les équations de continuité de quantité de mouvement et de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres.
- Choix le solveur de couplage vitesse-pression (algorithme de résolution). Dans notre cas, l'algorithme *SIMPLE* a été utilisé.
- Choix un schéma d'interpolation de la pression, car la pression n'est pas connue sur les interfaces des mailles (elle est stockée sur les nœuds). Plusieurs schémas existent. Dans notre cas, le schéma standard a été utilisé.
- Choix les schémas de discrétisation des équations à résoudre (u, v, w, p, T, k et ϵ). Plusieurs schémas sont disponibles. Nous avons choisi le schéma de discrétisation *Second-Ordre Upwind* pour toutes les équations, car il est recommandé par nombreux travaux antérieurs [32,33].
- Choix un critère de convergence, dans notre cas, nous avons choisi une valeur de l'ordre 10^{-6} pour toutes les variables du problème. En utilisant cette valeur, le calcul sera long, mais plus précise.
- Initialisation des solutions, c.-à-d. on donne une valeur initiale pour chaque variable afin que le logiciel puisse entamer le calcul itératif.

- Lancer le calcul itératif jusqu'à la convergence.

On peut résumer les étapes de la résolution du calcul numérique dans l'organigramme illustré sur la Figure III-8.

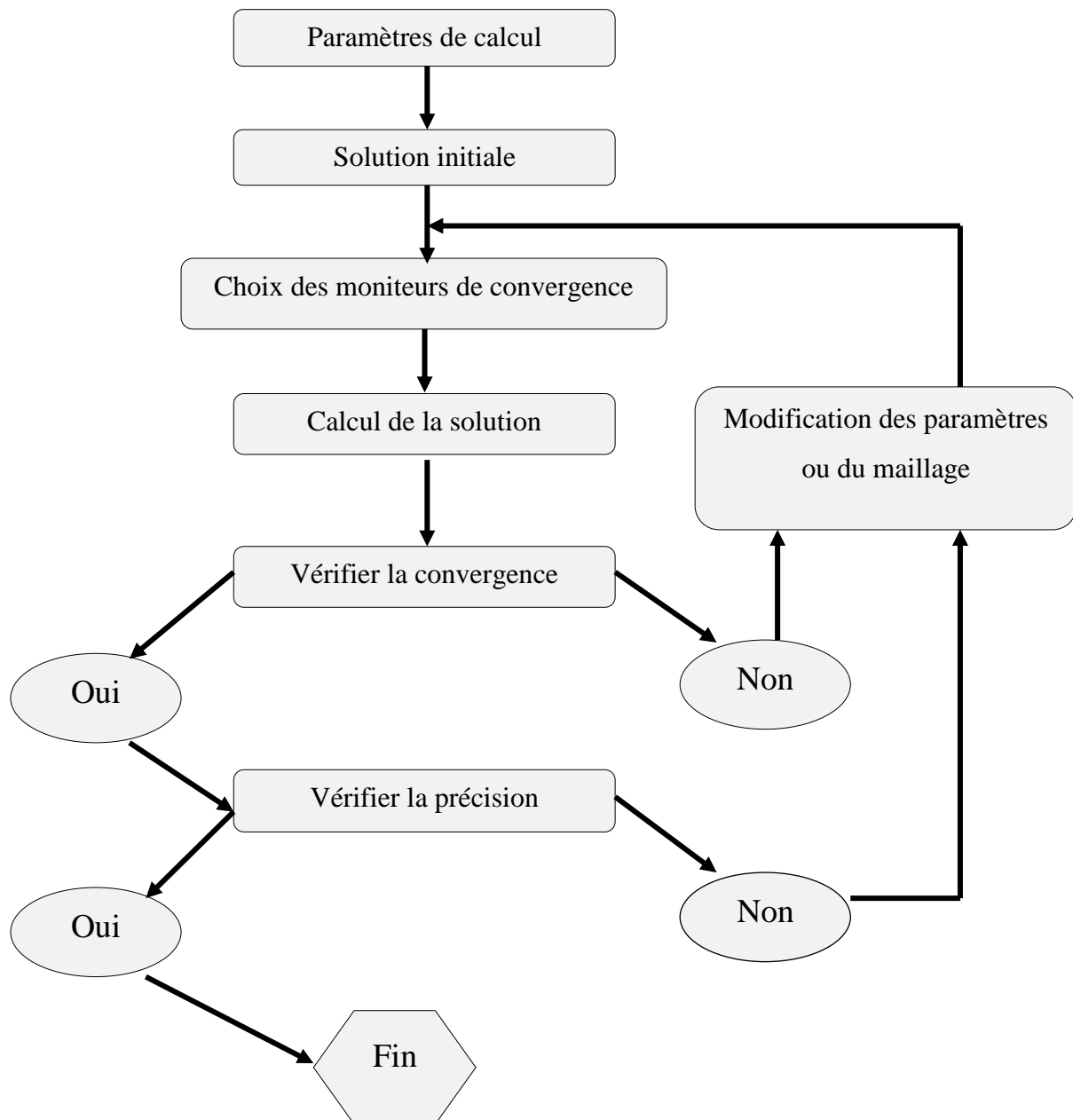


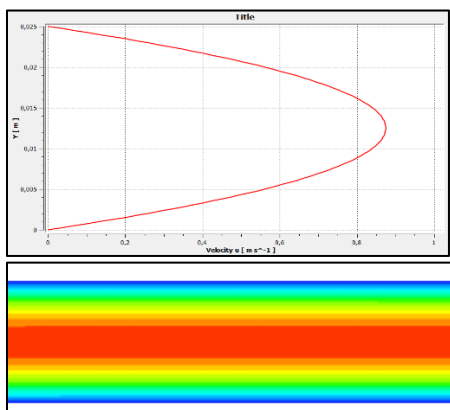
Figure III-8: Organigramme de calcul numérique.

Chapitre IV :

Résultats et discussion

Sommaire

IV.1	Introduction	43
IV.2	Etude de maillage	44
IV.3	Validation numérique	45
IV.4	Effet de l'intensité du rayonnement solaire	47
IV.4.1	Champ dynamique et thermique	47
IV.4.2	Nombre de Nusselt moyen	53
IV.4.3	Rendement thermique	54
IV.5	Effet de température d'entrée du fluide	55
IV.6	Effet de la présence des chicane	57
IV.6.1	Champ dynamique et thermique	57
IV.6.2	Performances thermiques	60
CONCLUSION GÉNÉRALE		62
BIBLIOGRAPHIE		



Résumé

Dans ce chapitre on va présenter les résultats de simulations numériques effectuées. On va commencer par l'étude de maillage et la validation des résultats. Ensuite, une étude paramétrique tient en compte la variation des plusieurs paramètres (sans et avec chicane) sera présentée. Enfin, la comparaison des résultats nous permettra d'identifier l'influence des paramètres choisis sur les performances du capteur.

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats de simulation obtenus à l'aide du code CFD (Ansys Fluent). Dans un premier temps, nous présentons l'indépendance du maillage sur les résultats de calcul numérique ainsi que la comparaison entre les résultats numériques obtenus et ceux calculés analytiquement afin de valider notre simulation numérique. Ensuite, on va étudier l'influence de plusieurs paramètres sur l'écoulement et sur le transfert de chaleur dans le capteur solaire étudié, tels que :

- L'influence de la vitesse ou le nombre de Reynolds (laminaire $Re = 500$ et 1500 , et turbulent $Re = 4000$ et 60000).
- L'influence de l'intensité du rayonnement solaire ($G = 100 \sim 700 \text{ W/m}^2$).
- L'influence de la température ambiante d'entrée ($T_e = 20 \sim 45^\circ\text{C}$).
- L'influence des chicane placées sur la paroi inférieure du capteur.
- L'influence des chicane placées sur la partie extérieure du capteur.

L'objectif est d'étudier le comportement dynamique et thermique du fluide dans un capteur plan à air simple passe en présence des chicane carrées et de déterminer numériquement le cas idéal où le rendement est maximal. Pour ce faire, les résultats de simulation numérique obtenus sont présentés sous forme de :

- Contours des lignes de courant ;
- Contours des lignes isothermes (température) ;
- Distribution du nombre de Nusselt moyen ;
- Distribution de la température moyenne de sortie ;
- Distribution du rendement thermique.

Sachant que les paramètres de cette étude paramétrique ont été sélectionnés pour satisfaire les conditions climatiques de la zone de M'sila (Latitude 35.67° , Longitude 4.5°) pour la période d'été. Comme le montre la figure IV-1, la température en 2 mètres sur cette période est comprise entre 30 et 40°C . Une gamme de $25 \sim 45^\circ\text{C}$ a été choisie pour voir l'influence de ces paramètres sur le comportement dynamique et thermique du capteur plan étudié.

Selon le modèle de calcul du rayonnement solaire développé par le CDER (Centre de Développement des Energies Renouvelables en Algérie [26]), le rayonnement solaire direct pour la région de M'sila est varié entre $G = 100$ et 700 W/m^2 pendant la période d'été [26]. Donc pour cette raison, cette gamme a été choisie dans cette étude.



Figure IV-1: Température maximale sur une hauteur de 2 m dans la région de M'sila (Latitude 35.67°, Longitude 4.5°), année 2019 [25].

IV.2 Etude de maillage

L'étude de l'indépendance du maillage sur les résultats de calcul est une étape indispensable qui nous permet de trouver un nombre des éléments convenable pour faire l'étude paramétrique avec succès. Pour ce faire, le cas de l'écoulement laminaire ($Re = 1000$) a été étudié avec un flux du rayonnement solaire constant égale 700 W/m^2 sur la paroi extérieure du capteur et avec une température ambiante constante à l'entrée égale 300 K (27°C). Différents maillages ont été considérés et comparés avec le calcul théorique afin de voir l'indépendance du maillage sur les résultats de calcul numérique.

Tableau IV-1: Résultats de différents maillage étudiés.

Eléments	Nœuds	Nusselt moyen	Erreur (%)
5x25	150	4.5612576	4.616
10x50	561	4.51254768	3.4988
15x75	1216	4.47404452	2.6157
20x100	2121	4.43595992	1.7422
50x250	12801	4.39761372	0.8627
150x750	113401	4.39449196	0.7911

Théoriquement, le nombre de Nusselt moyen pour un écoulement totalement développé, laminaire dans une conduite à un flux constant est égale 4.36 [27]. Pour cette condition, le nombre de Nusselt est indépendant des conditions aux limites (température et l'intensité du flux). Dans cette étude, différentes tailles de maillage (5x25, 10x50, 15x75, 20x100, 50x250 et 150x750) ont été choisies. Le nombre de Nusselt moyen sur la paroi supérieure pour chaque cas de maillage a été comparé avec les résultats théoriques dans la zone totalement développée. Comme le montre le tableau VI-1, le nombre de Nusselt moyen et l'erreur absolue diminuent avec l'augmentation du nombre des nœuds. A partir du maillage

50x250, la variation d'erreur absolue et la variation du nombre de Nusselt (figure IV-1) deviennent stable avec le raffinement de maillage. Un raffinement de 100,000 éléments n'apas augmenté la précision des résultats que 0.07 %. Par conséquence, cette taille de maillage de 50x250 (12801 nœuds, l'erreur absolue < 1%) a été choisie pour toute les simulations présentées dans ce mémoire.

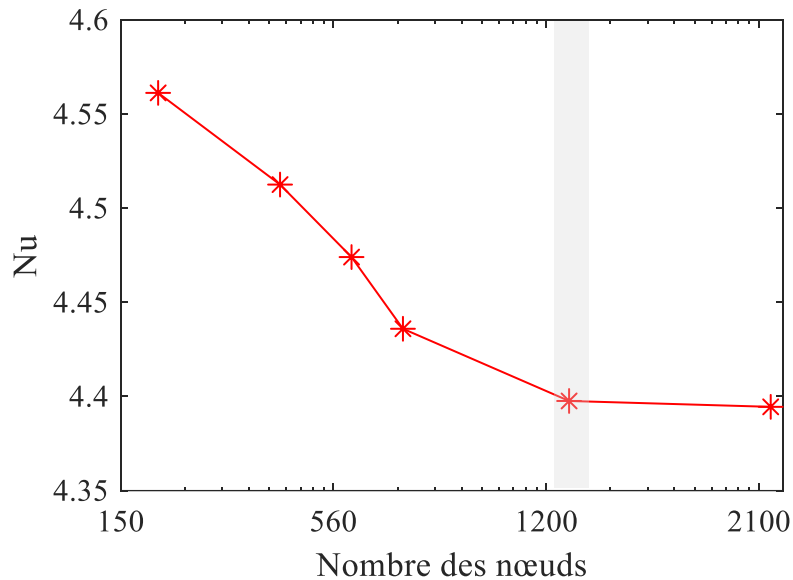


Figure IV-2: Étude de l'indépendance du maillage sur les résultats.

IV.3 Validation numérique

Afin de valider le code de calcul surtout pour le cas du régime turbulent, nous avons comparé le nombre de Nusselt moyen sur la paroi supérieure du capteur pour différents nombre de Reynolds variés entre 500 et 60000. Dans cette validation, l'eau a été utilisé comme fluide de travail et le tableau IV-2 résume les nombres de Reynolds étudiés. Dans les cas où le régime est turbulent, le modèle $k - \epsilon$ de Launder et Spalding [27] a été choisi pour caractériser la turbulence du fluide.

Tableau IV-2: Cas testés pour la validation numérique.

Cas	Régime	Re
1	Laminaire	500
2	Laminaire	1500
3	Turbulent	4000
4	Turbulent	60000

Comme nous avons vu déjà précédemment, pour le cas où le régime est laminaire, le nombre de Nusselt moyen est constant ($Nu = 4.36$). Par contre, pour le cas où le régime est turbulent, la corrélation empirique de Gnielinski [27] a été utilisée pour calculer le nombre de Nusselt moyen. Cette corrélation, qui est largement utilisée en pratique pour la convection forcée interne, calcule le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Prandtl (Pr) et du nombre de Reynolds (Re).

Tableau IV-3: Nombre de Nusselt moyen, comparaison entre les résultats numériques obtenus et les résultats théoriques.

Cas	Re	Nu (Fluent)	Nu (Théorique)
1	500	4.39549	4.36
2	1500	4.45019	4.36
3	4000	39.1212	31.69361
4	60000	392.2935	385.259

Les résultats de simulations numériques ainsi que ceux de calculs théoriques sont présentés sur le tableau IV-3 et sur la figure IV-3.

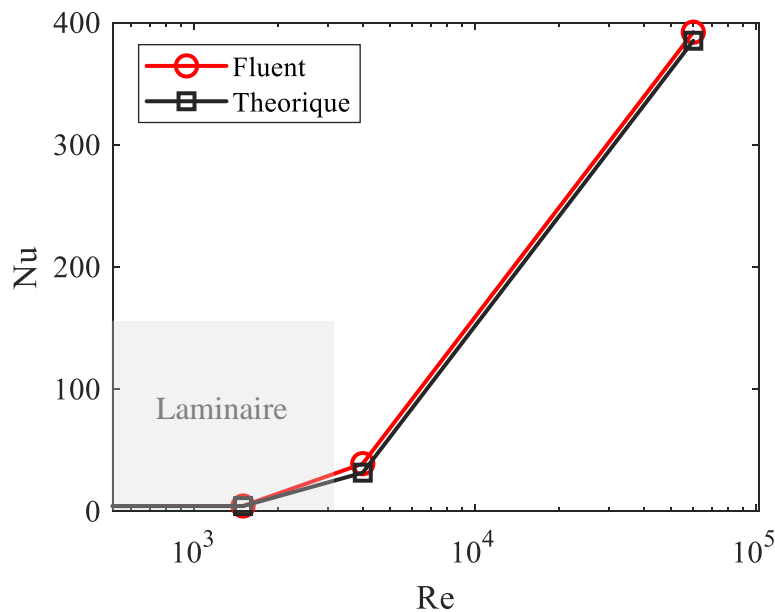


Figure IV-3: Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, comparaison entre les résultats numériques et théoriques.

D'après le tableau et la figure, il est clair que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et que la précision de prédiction numérique diminue avec l'augmentation de nombre de Reynolds. Tout à fait normale, car avec la présence de la

turbulence, le comportement de l'écoulement et de couches limites deviennent plus sensibles et instables, et les corrélations empiriques ne donnent pas la précision à 100 % pour cette condition, surtout pour les nombres de Reynolds élevés. Néanmoins, une bonne concordance entre les résultats numériques et théoriques a été trouvée (figure IV-3). Ce qui donne notre simulation plus de fiabilité.

IV.4 Effet de l'intensité du rayonnement solaire

Afin d'examiner l'influence de l'intensité du rayonnement solaire sur les performances thermiques du capteur, nous avons utilisé quatre valeurs de rayonnement thermique ($G = 100, 300, 500, 700$ et 1400 W/m^2) correspondants au site étudié (région de M'sila). Le calcul a été effectué pour un régime turbulent, car pratiquement l'écoulement dans les installations industrielles du capteurs solaires sont toujours turbulents. Ici le nombre de Reynolds a été fixé à 3000 ($U = 1.7529 \text{ m/s}$), la température d'entrée du fluide pour tous les cas est 300 K ($27 \text{ }^\circ\text{C}$).

Afin de bien examiner l'effet de l'intensité du rayonnement solaire, on a calculé la température moyenne de sortie du fluide, le nombre de Nusselt moyen sur la paroi supérieure et le rendement thermique du capteur pour les différentes intensités du rayonnement étudiés.

IV.4.1 Champ dynamique et thermique

Figures IV-4, Figures IV-6, Figures IV-8, Figures IV-10 et figure IV-12 présentent les contours de température à la sortie du capteur pour $G = 100, 300, 500, 700, 1400 \text{ W/m}^2$ respectivement. Les figures IV-5, IV-7, IV-9, IV-11 et IV-13 présentent les contours des lignes de courant pour $G = 100, 300, 500, 700$ et 1400 W/m^2 respectivement.

D'après ces figures, il est clair que la température est maximale proche de paroi supérieure exposée du flux solaire, puis elle diminue progressivement vers le bas jusqu'à elle s'atteint à la température de l'entrée de 300 K proche de la paroi adiabatique inférieure. On remarque aussi que la température maximale proche de paroi supérieure augmente avec l'augmentation du flux solaire.

On ce qui concerne le champ dynamique de l'écoulement, on remarque que les lignes de courant sont parallèles au parois supérieure et inférieure du capteur. On peut noter également que, puisque le nombre de Reynolds est le même pour tous les cas étudiés, la valeur maximale de fonction de courant est constante pour tous les cas de calcul numérique, aucun effet de rayonnement solaire sur le comportement dynamique du fluide a été constaté.

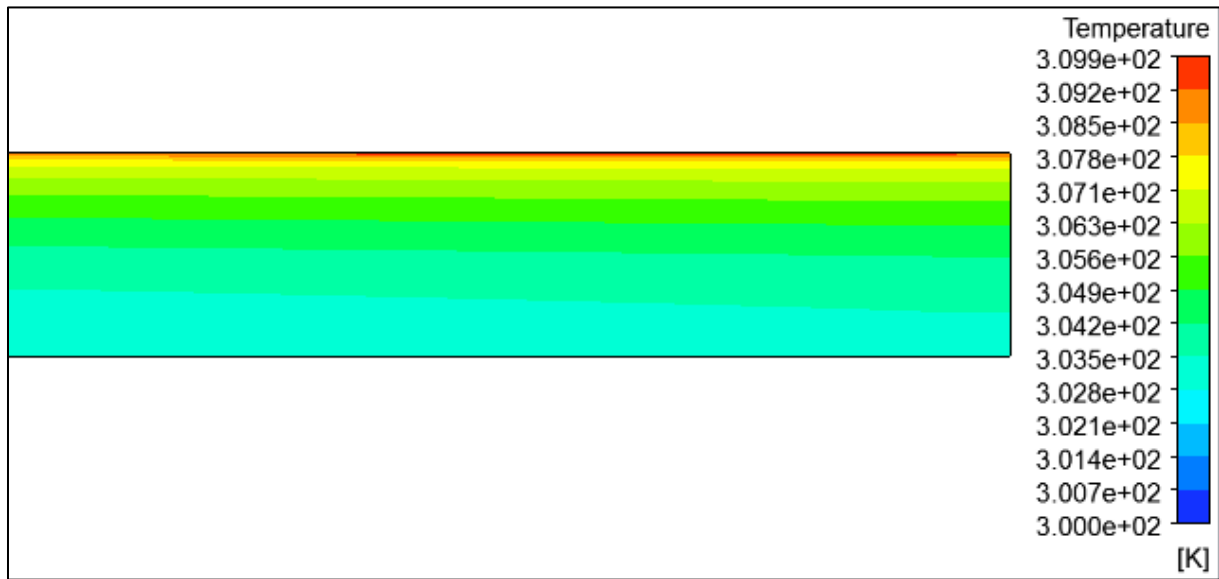


Figure IV-4: Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=100 \text{ W/m}^2$.



Figure IV-5: Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=100 \text{ W/m}^2$.

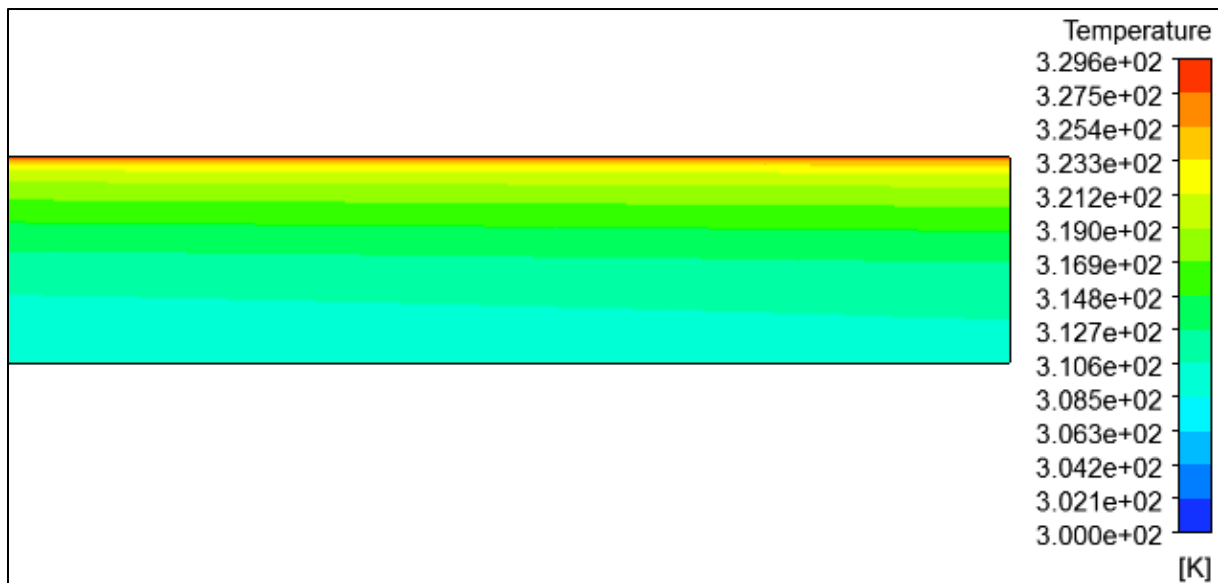


Figure IV-6: Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=300 \text{ W/m}^2$.

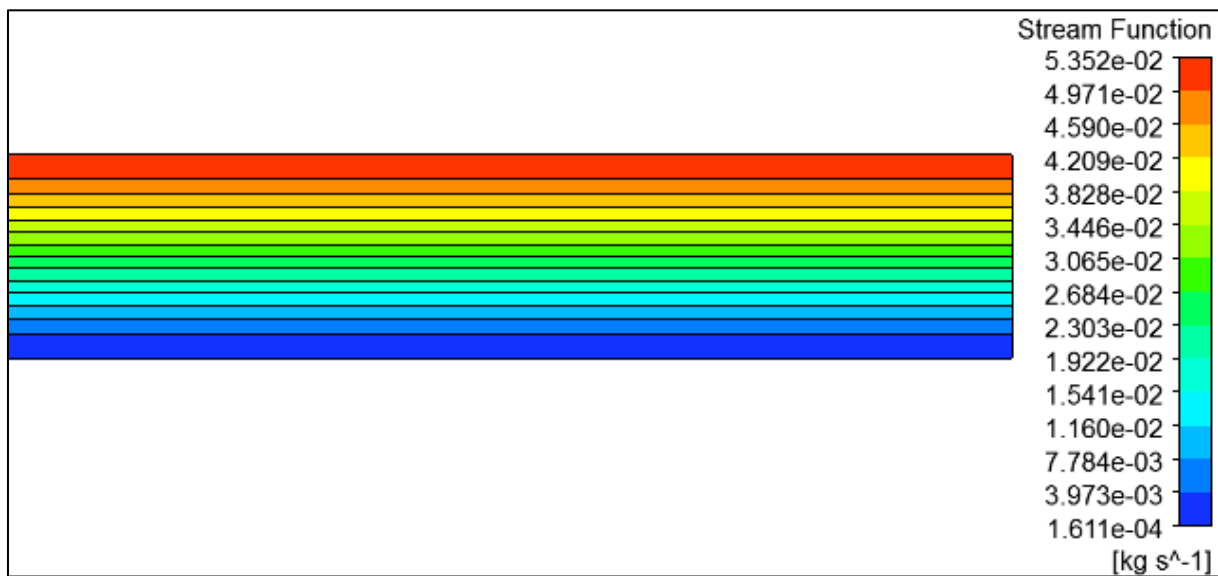


Figure IV-7: Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=300 \text{ W/m}^2$.

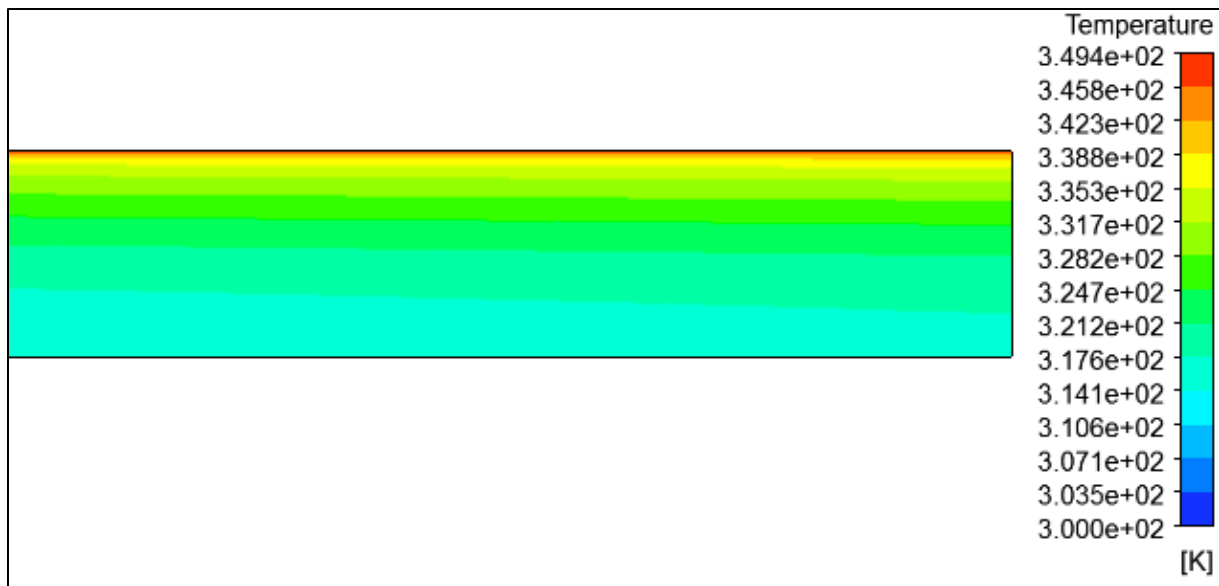


Figure IV-8: Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=500 \text{ W/m}^2$.

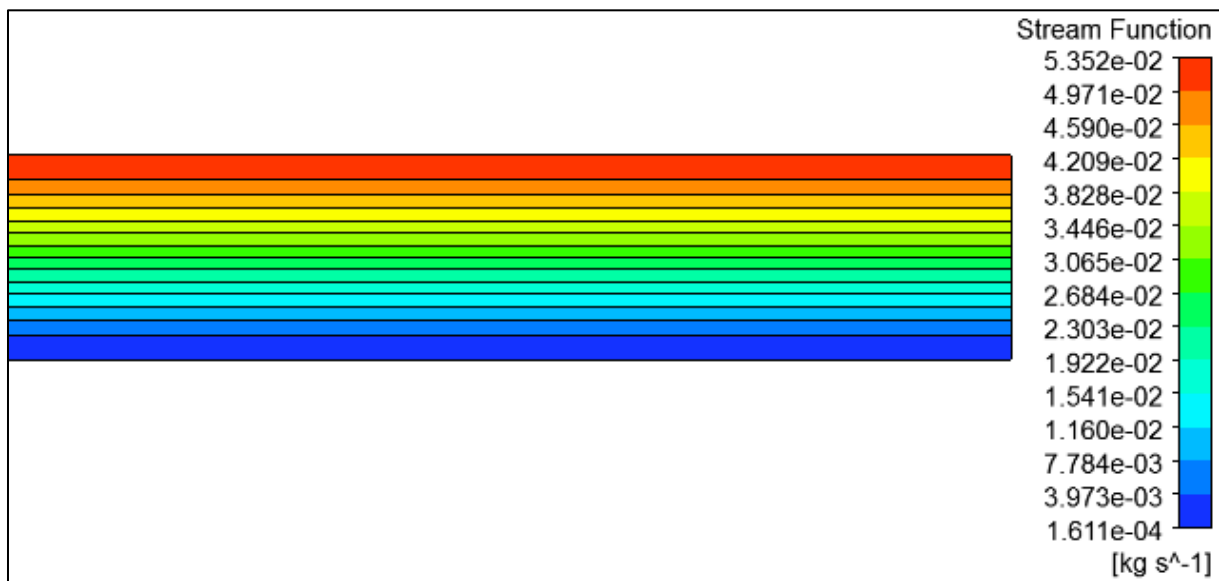


Figure IV-9: Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=500 \text{ W/m}^2$.

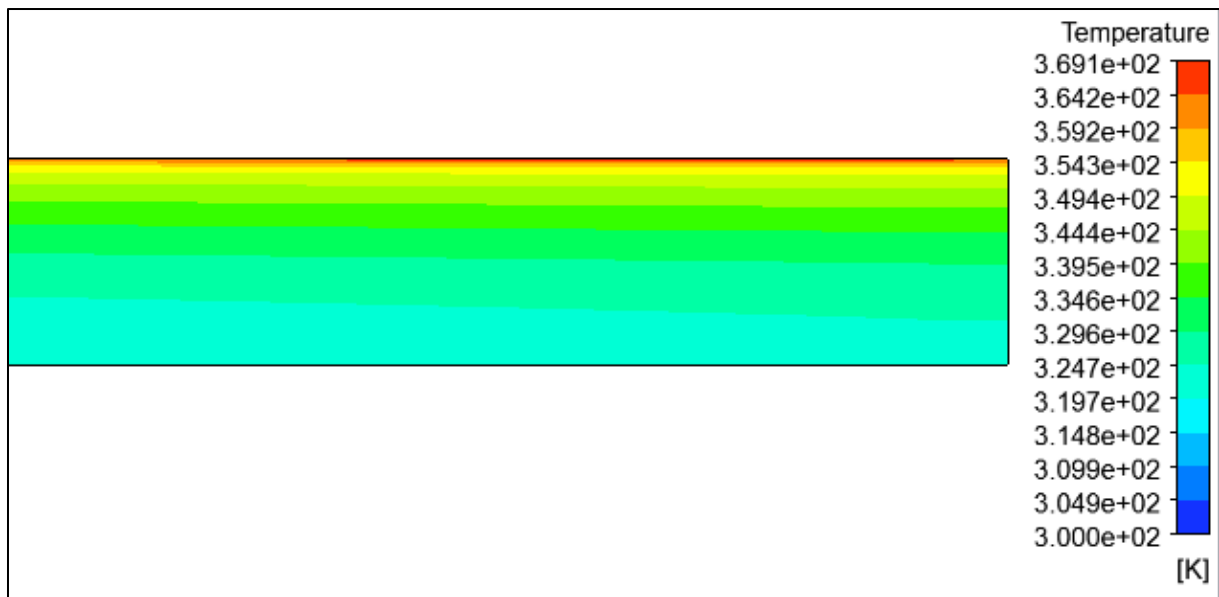


Figure IV-10: Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=700 \text{ W/m}^2$.

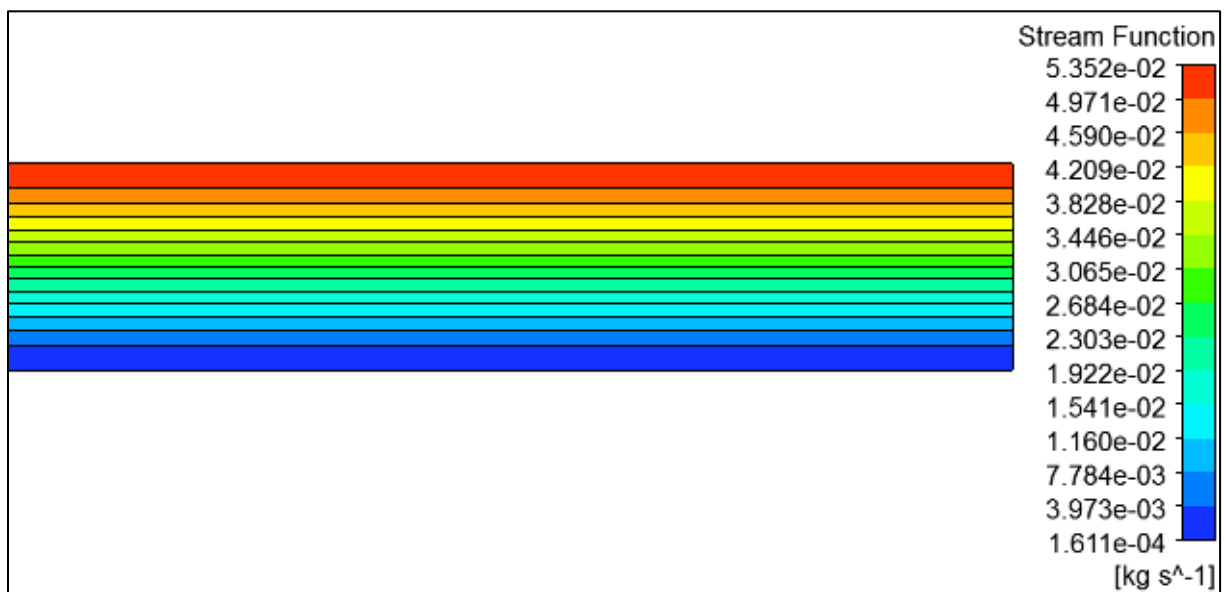


Figure IV-11: Lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $Te=300K$ et $G=700 \text{ W/m}^2$.

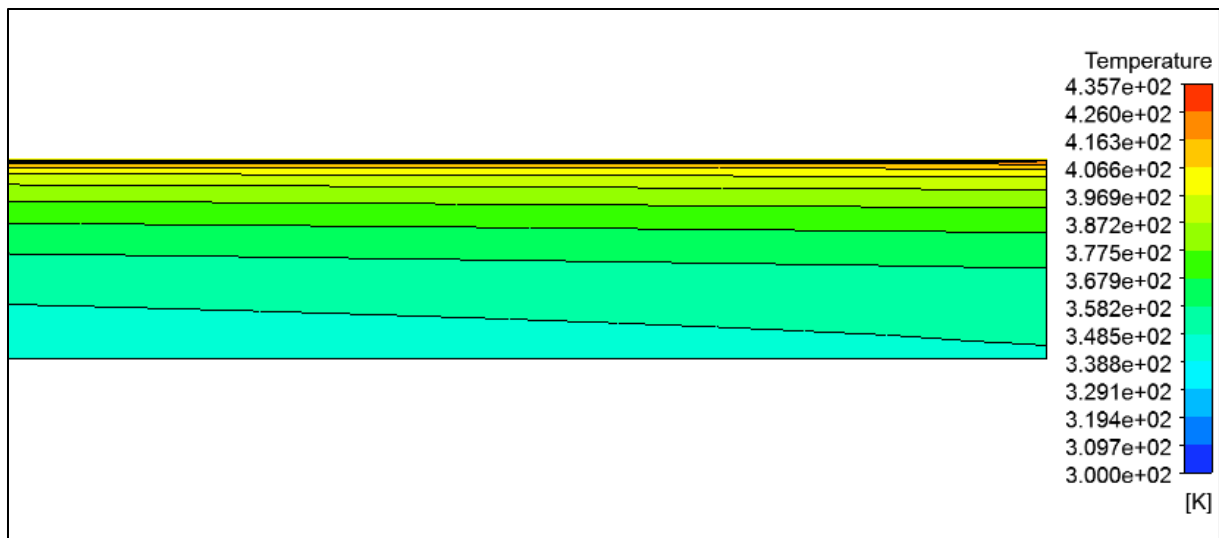


Figure : IV-12 Contour de température à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $T_e=300K$ et $G=1400 W/m^2$, sans chicanes.

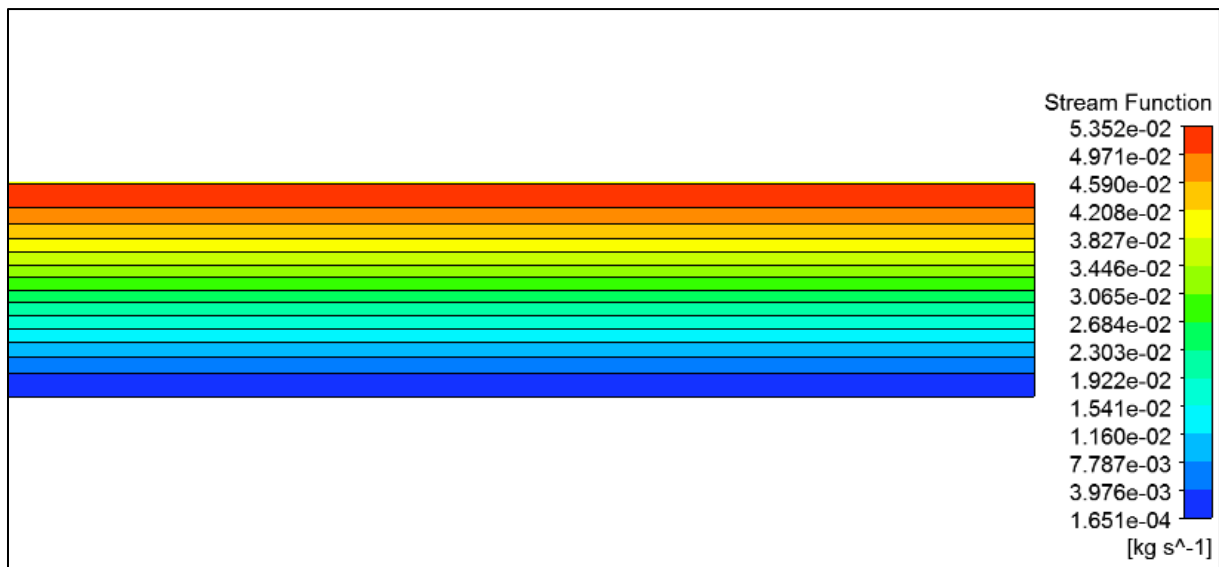


Figure : IV-13 Contour de lignes de courant à la sortie du capteur, simulé pour $Re=3000$, $T_e=300K$ et $G=1400 W/m^2$, sans chicanes.

IV.4.2 Nombre de Nusselt moyen

Le nombre de Nusselt moyen a été calculé par l'équation suivante [14, 24]:

$$\overline{Nu} = \frac{\int_0^L Nu_x dx}{\int_0^L dx} \quad (IV - 1)$$

Nu_x est le nombre de Nusselt local calculé par :

$$Nu_x = \frac{q L}{k (T_p(x) - T_m)} \quad (IV - 2)$$

T_p est la température à la paroi et T_m est la température moyenne du fluide, elle est calculée par:

$$T_m = \frac{\int_0^R uT(2\pi r) dr}{\int_0^R u(2\pi r) dr} \quad (IV - 3)$$

Où : u est la vitesse de l'écoulement et r , R sont le rayon local et global respectivement.

Le tableau IV-4 montre la variation de la température moyenne de sortie de l'air \overline{T}_s en Kelvin, le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) calculé par l'équation IV-1 sur la paroi supérieure exposée du rayonnement solaire et le rendement thermique du capteur (η_{th}) calculé par l'équation IV-4. Le calcul a été effectué pour $Re = 3000$ et $Te = 300$ K et pour différentes intensités du rayonnement solaire.

Tableau IV-4: L'influence de l'intensité du flux solaire sur les performances thermiques, pour $Re = 3000$, $Te = 300$ K.

$G(W/m^2)$	$\overline{T}_s(K)$	\overline{Nu}	$\eta_{th} (\%)$
100	304.74	15.178	65.28889501
300	314.23	15.178	65.33480843
500	323.71	15.178	65.31644306
700	333.19	15.178	65.30857219
1400	366.31	15.5	65.23970205

On remarque que le nombre de Nusselt pour les cas simulés ($G=100$, $G=300$, $G=500$, $G=700$) est constant et égale 15.178, sauf le cas simulé ($G=1400$) égale 15.5, On peut constater alors que le nombre de Nusselt est indépendant de l'intensité du flux solaire, il est fixe pour un nombre de Reynolds donné.

IV.4.3 Rendement thermique

Le rendement thermique (η_{th}) du capteur est calculé par [9, 14] :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m} \cdot Cp (T_s - T_e)}{G \cdot S \cdot \nu_v} \quad (IV - 4)$$

\dot{m} : est le débit massique du fluide , Cp : est la chaleur spécifique, T_s et T_e : sont les températures moyennes de sortie et d'entrée du fluide respectivement. ν_v : est le coefficient de transmittivité du vitre, pour notre cas $\nu_v = 0.67$ [9].

Avant de calculer le rendement thermique, il faut calculer la température de sortie du fluide. Figure IV-14 présente la variation de la température moyenne de sortie en fonction de l'intensité du rayonnement solaire direct pour $Re=3000$ et $T_e= 300K$. D'après ces figures, on remarque que la variation de la température de sortie de l'air varie linéairement avec l'augmentation du rayonnement solaire, la température de sortie, pendant l'été au site de M'sila peut atteindre jusqu'à 333 K (60 °C) pour un flux solaire (au midi solaire) de 700 W/m^2 .

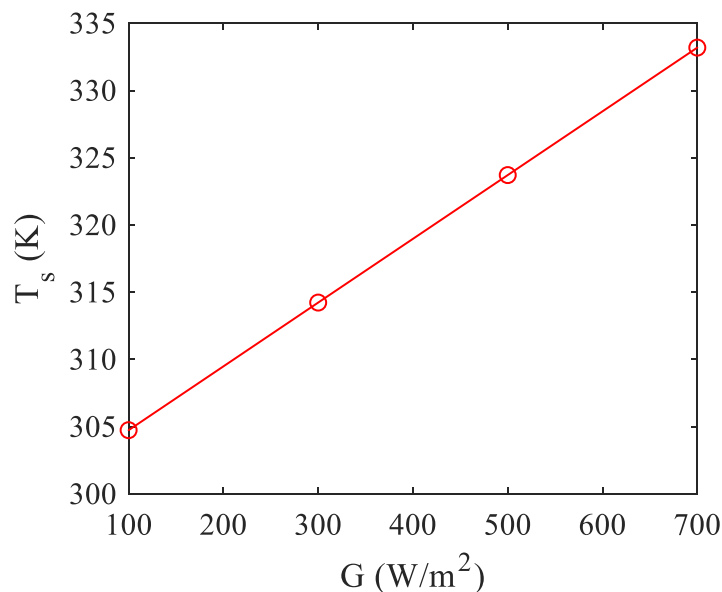


Figure IV-12: Variation de la température moyenne de sortie en fonction du flux solaire, pour $Re=3000$ et $T_e= 300K$.

Figure VI-15 présente le rendement thermique du capteur en fonction de l'intensité du rayonnement solaire pour $Re = 3000$ et $T_e = 300 K$. On remarque que le rendement thermique pour toutes les intensités du rayonnement solaire étudiées est presque constant; autour de 65%. Cela est du fait que la variation de la température est linéaire en fonction du

rayonnement solaire. Néanmoins, une légère augmentation du rendement thermique (de 0.04%) principalement pour 300 W/m^2 , a été notée, cela peut être à cause de légère augmentation de la température de sortie de l'écoulement. Cependant, on peut considérer que le rendement thermique du capteur comme constant (65.3 %).

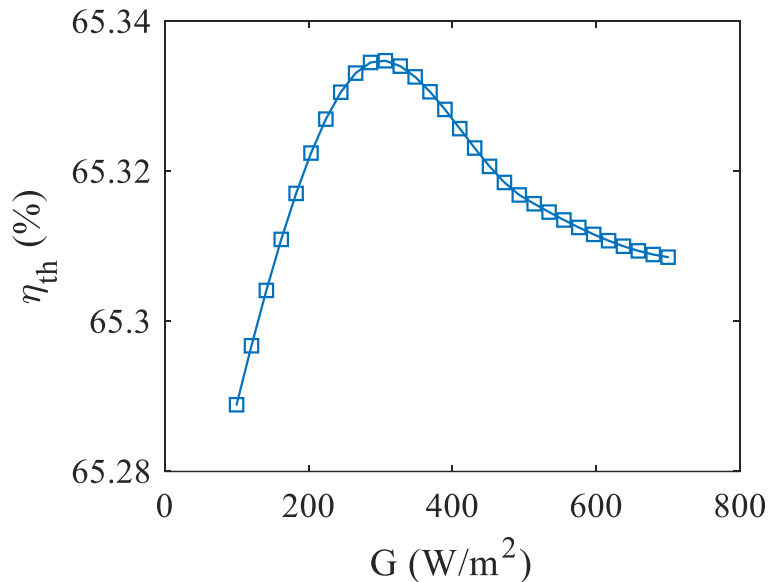


Figure IV-13: Variation du rendement thermique de capteur en fonction du flux solaire, pour $Re=3000$ et $Te=300K$.

IV.5 Effet de température d'entrée du fluide

Afin d'examiner l'effet de la température d'entrée sur les performances thermiques du capteur plan étudié, nous avons fait la simulation pour cinq valeurs de température d'entrée du fluide, à savoir $T_e = 25, 30, 35, 40$ et $45 \text{ }^\circ\text{C}$. Cet intervalle de Température d'entrée (température ambiante) a été choisi pour que l'étude soit valable pour la région de M'sila (voir figure IV-1). Tout le calcul a été effectué pour $Re = 3000$ et pour l'intensité maximale du flux solaire $G = 700 \text{ W/m}^2$. Pour chaque cas, nous avons calculé la température moyenne de sortie, le nombre de Nusselt sur la paroi supérieure exposée au flux solaire et le rendement thermique.

Tableau IV-5 présente les résultats de simulations trouvés. D'après ce tableau, on peut voir que le nombre de Nusselt n'a pas été influencé par la variation de la température d'entrée du fluide. On remarque aussi que le rendement thermique est constant pour tous les cas étudiés.

Tableau IV-5: L'influence de la température d'entrée sur les performances thermiques du capteur, pour $Re = 3000$, $G = 700 \text{ W/m}^2$.

T_e (°C)	T_e (K)	\bar{T}_s (K)	\bar{Nu}	η_{th} (%)
25	298	331.19	15.178	65.308572
30	303	336.19	15.178	65.308572
34	307	340.19	15.178	65.308572
40	313	346.19	15.178	65.308572
45	318	351.19	15.178	65.308572

Figure IV-16 montre la variation de la température moyenne de sortie en fonction de la température d'entrée. D'après cette figure, on remarque que la variation de la température est linéaire. La température de sortie augmente rapidement avec l'augmentation de la température ambiante. Pour une température d'entrée de 45 °C, la température de sortie dans la zone étudiée peut atteindre à 77 °C. Néanmoins, parce que l'écart entre la température d'entrée et celle de sortie est constant, le rendement thermique reste toujours constant et la température d'entrée du fluide a aucun effet remarquable pour un nombre de Reynolds donné.

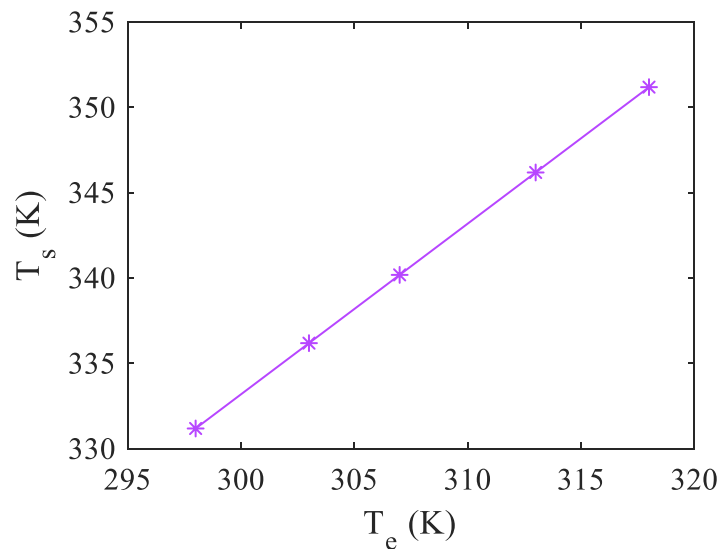


Figure IV-14: Variation de la température moyenne de sortie en fonction de la température d'entrée du fluide, pour $Re = 3000$ et $G = 700 \text{ W/m}^2$.

IV.6 Effet de la présence des chicanes

Dans cette partie, on va présenter et discuter les résultats de simulation pour le cas du capteur solaire plan à air simple passe étudié en présence des chicanes. Afin de bien examiner l'effet de la présence des chicanes sur les performances thermiques du capteur, nous avons effectué deux cas de simulation. L'objectif principal est de déterminer le cas idéal d'emplacement des chicanes; c.-à-d. les chicanes doivent être placées sur la paroi extérieure ou bien sur la paroi inférieure. Pour ce faire, cinquante chicanes carrées de taille $(0.0075 \times 0.0075 \text{ m}^2)$ ont été placées une fois sur la paroi inférieure adiabatique et une fois sur la paroi supérieure exposée au flux solaire. La distance entre les chicanes est égale 0.05m. Le nombre de Reynolds pour les deux cas de simulation est fixe $Re = 3000$, la température d'entrée est $T_e = 300 \text{ K}$ et le rayonnement solaire est $G = 700 \text{ W/m}^2$.

IV.6.1 Champ dynamique et thermique

Figures IV-17 et IV-19 montrent la distribution de lignes de courant pour le cas des chicanes placées sur la paroi inférieure et supérieure respectivement. Figures IV-18 et IV-20 présentent les vecteurs de vitesses pour les deux cas étudiés. D'après ces figures, on peut voir que l'écoulement, pour le cas des chicanes, est fortement turbulent. Les lignes de courant ne sont pas parallèles comme dans le cas sans chicanes. Mais plutôt des zones de circulation de l'écoulement sont apparues à cause de la présence des chicanes. L'intensité de fonction de courant est plus importante pour le cas des chicanes placées sur la paroi inférieure.

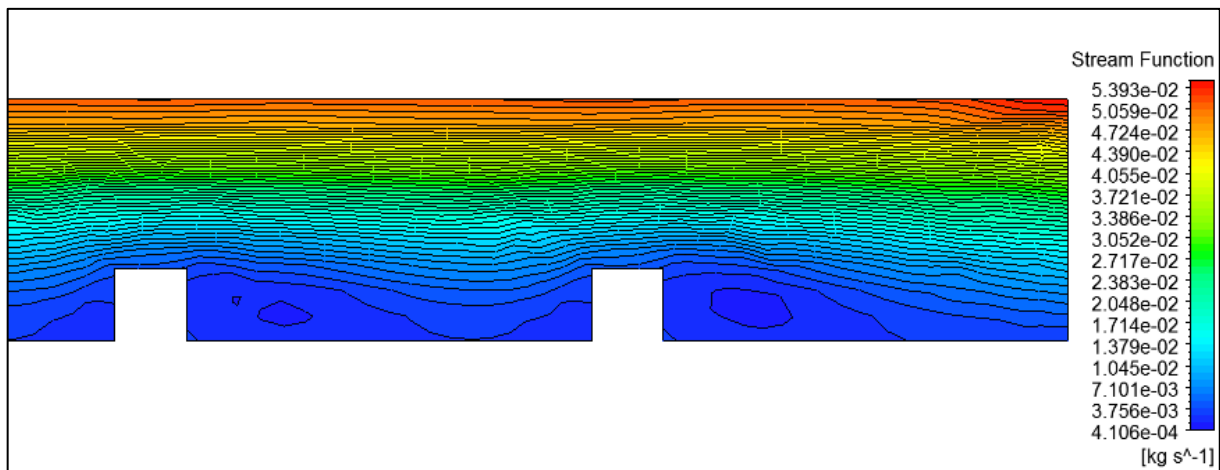


Figure IV-15 : Lignes de courant sur la partie de sortie du capteur en présence des chicanes sur la paroi inférieure, $Re = 3000$, $G = 700 \text{ W/m}^2$ et $T_e = 300 \text{ K}$.

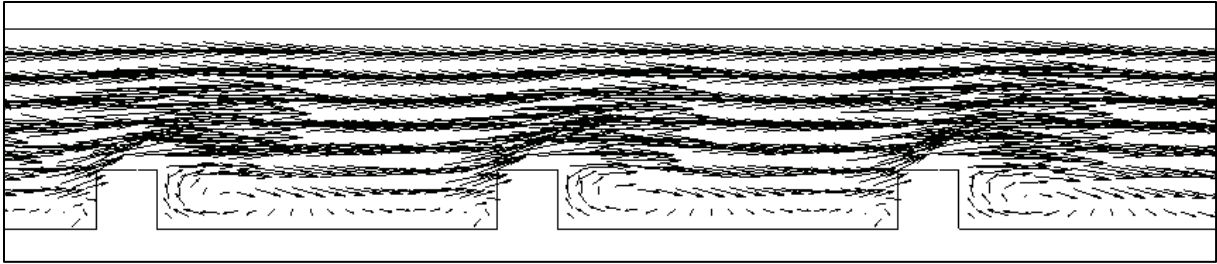


Figure IV-16: Vecteurs de vitesse au milieu de capteur en présence des chicanes sur la paroi inférieure, $Re= 3000$, $G=700 \text{ W/m}^2$ et $Te = 300 \text{ K}$.

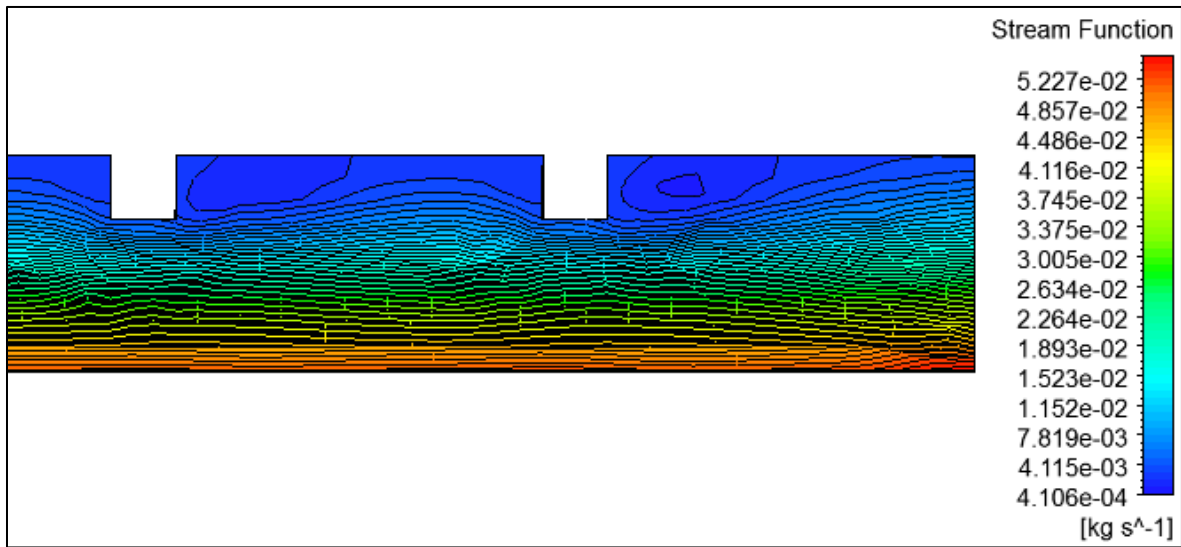


Figure IV-19: Lignes de courant sur la partie de sortie du capteur en présence des chicanes sur la paroi supérieure, $Re= 3000$, $G=700 \text{ W/m}^2$ et $Te = 300 \text{ K}$

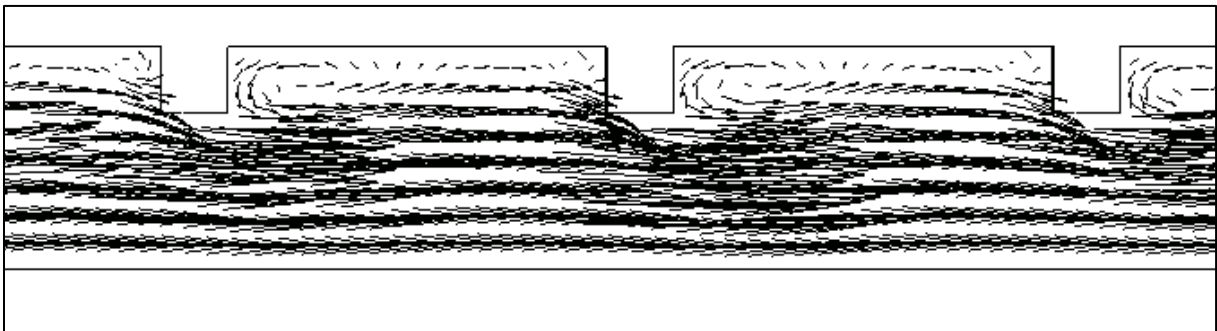


Figure IV-20: Vecteurs de vitesse au milieu de capteur en présence des chicanes sur la paroi supérieure, $Re= 3000$, $G=700 \text{ W/m}^2$ et $Te = 300 \text{ K}$.

les Figures (VI-21), (IV-22) présentent les contours isothermes de température dans différentes positions du capteur pour le cas des chicanes placées sur la paroi inférieure et supérieure respectivement. La distribution de température à l'entrée de domaine de calcul est presque constante et égale la température de l'air ambiante (300K). Puis, a cause de la présence du flux solaire, la température commence à augmenter au milieu du domaine de calcul. A la sortie du capteur, la température prendre sa maximale a cause de réchauffement causé par le flux solaire au long de l'échangeur. Pour le cas où les chicanes sont placées sur la paroi supérieure, la température maximale atteinte à 418 K. Par contre, pour le cas où les chicanes sont placées sur la paroi inférieure, la température maximale n'a pas dépassée les 365 K. Cela reflète l'influence de positionnement de chicanes sur les performances thermiques du capteur solaire à air étudié.

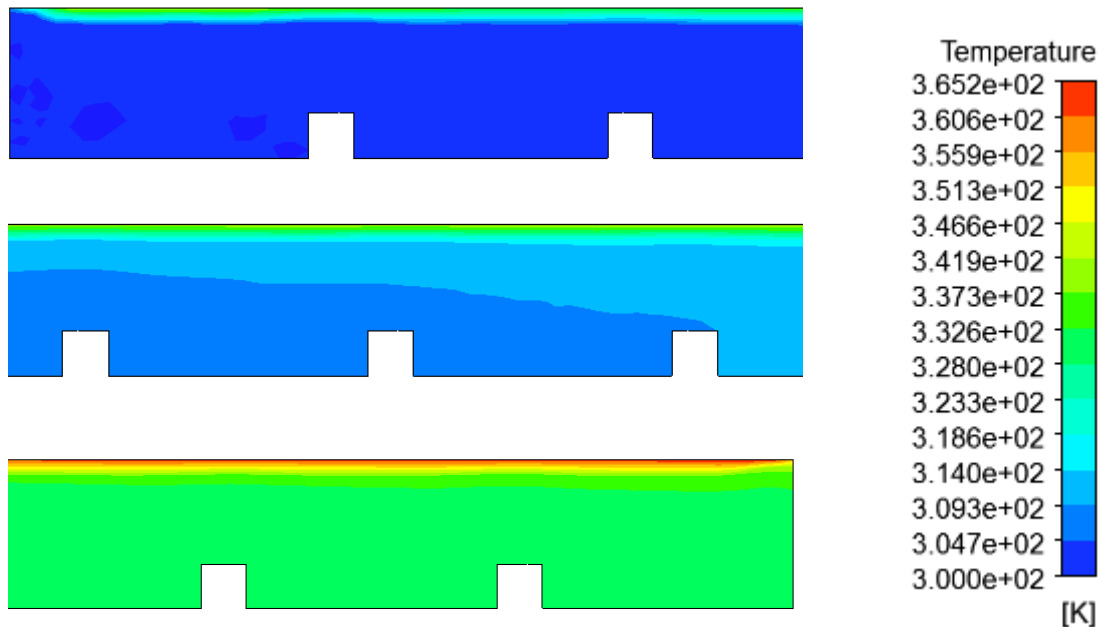


Figure IV-21 : Contour de température à l'entrée, au milieu et à la sortie du capteur, respectivement de haut vers le bas, en présence des chicanes sur la paroi inférieure $Re= 3000$, $G=700 \text{ W/m}^2$ et $T_e = 300 \text{ K}$.

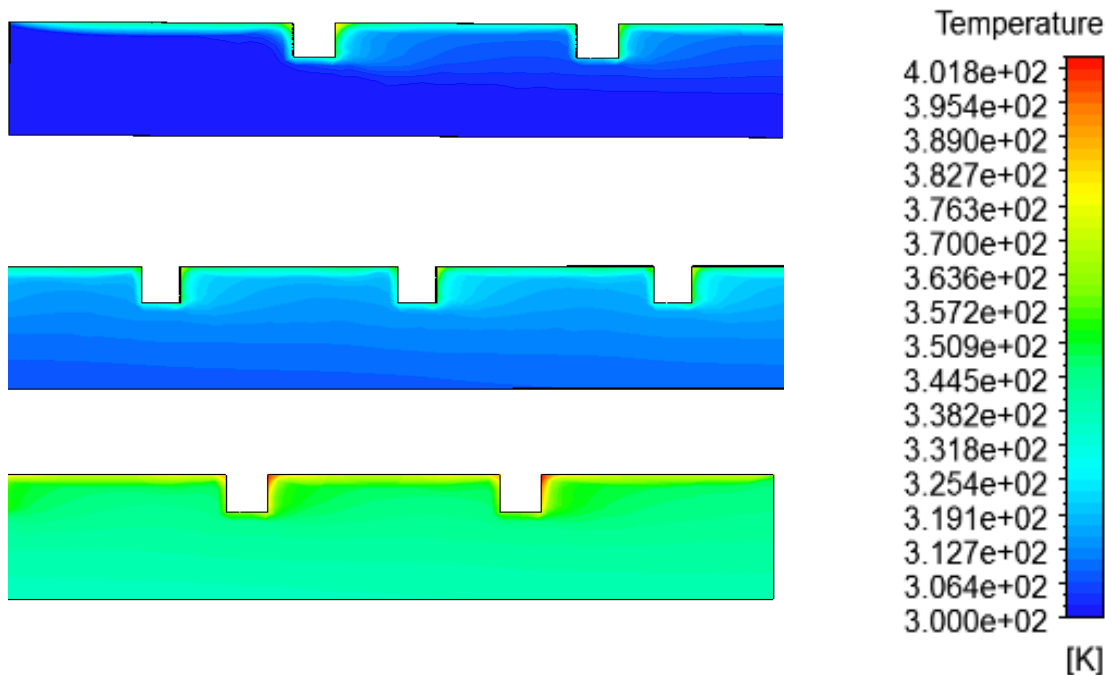


Figure IV-22 : Contour de température à l'entrée, au milieu et à la sortie du capteur, respectivement de haut vers le bas, en présence des chicanes placés sur la paroi supérieure, $Re= 3000$, $G=700 \text{ W/m}^2$ et $Te = 300 \text{ K}$.

On constate alors que l'emplacement des chicanes sur la paroi supérieure exposée du flux solaire augmente le transfert de chaleur en augmentant la surface d'échange entre la paroi exposée du flux solaire et l'écoulement. Par contre pour le cas où les chicanes sont placées sur la paroi inférieure adiabatique, le transfert de chaleur diminue à cause que la surface adiabatique est augmentée en présence des chicanes.

IV.6.2 Performances thermiques

Tableau IV-16 présente la température moyenne à la sortie du capteur, le nombre de Nusselt moyen sur la paroi exposée au flux solaire et le rendement thermique du capteur pour les trois cas étudiés; chicanes placées sur la paroi supérieure, chicanes placées sur la paroi inférieure et sans chicanes. D'après ce tableau, on peut voir que la température moyenne de sortie de l'air pour le cas des chicanes placées sur la paroi inférieure est 332 K (59°C), est pour le cas des chicanes placées sur la paroi supérieure est 343 K (70 °C), et pour les cas de référence sans chicanes la température est égale 333K (60 °C). On remarque aussi que le

nombre de Nusselt moyen a diminué pour le cas des chicane placées sur la paroi supérieure exposée du flux de rayonnement solaire d'environ deux ordre de magnitude. Par contre, pour le cas des chicane placées sur la paroi inférieure, le nombre de Nusselt a augmenté par rapport du cas de référence sans chicane. Également, on peut voir que le rendement thermique pour le cas des chicane placées sur la paroi supérieure exposée du flux solaire est énormément augmenté d'environ 20%, où le rendement a atteint les 84.6 %. Par contre, pour le cas des chicane placées sur la paroi inférieure adiabatique, le rendement a diminué d'environ 3%.

Donc, on peut constater que le placement des chicane sur la paroi supérieure exposée au flux solaire augmente la température de sortie de fluide, diminue le nombre de Nusselt et la convection forcée et augmente énormément le rendement thermique du capteur. Par contre, l'emplacement des chicane sur la paroi inférieure adiabatique défavorise le transfert thermique ; augmente la convection forcée et diminue le rendement thermique. Par conséquent, la conception des chicane sur la paroi supérieure exposée au flux solaire dans les installations industrielles est recommandée.

Tableau IV-6: Influence de présence des chicane sur les performances thermiques du capteur,

$Re = 3000$, $G = 700 \text{ W/m}^2$ et $T_e = 300 \text{ K}$.

	$\bar{T}_s \text{ (K)}$	\bar{Nu}	$\eta_{th} \text{ (\%)}$
Chicane inférieures	331.83	15.777	62.63247523
Chicane supérieures	342.98	13.616	84.57253488
Sans chicane	333.19	15.178	65.30857219

CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette étude porte sur la simulation numérique des échanges thermiques au sein d'un capteur solaire thermique plan simple passe à air. L'objectif principale est de comprendre, par voie numérique, le comportement thermique et dynamique du fluide caloporteur (l'air) au sein du capteur, en se basant sur les données météorologiques du site d'implantation (ville de m'sila), afin d'améliorer les échanges au sein du capteur.

Afin de simplifier le problème étudié, nous avons présenté le capteur par un tube rectangulaire bidimensionnel, le bois isolant du capteur a été considéré comme une condition à la limite sur la partie inférieure en utilisant une condition adiabatique. Sur la paroi supérieure de la conduite, un flux solaire a été appliqué. Afin d'améliorer l'échange thermique nous avons proposés de placer des chicane carrées sur la paroi inférieure puis sur la paroi supérieure et mixte sur les deux parois. Le but de cet emplacement des chicanes est d'identifier le positionnement idéal qui va augmenter les performances du capteur sous les conditions climatiques de M'sila.

Le problème a été abordé selon une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis, en utilisant un code CFD (Ansys Fluent) sous une licence académique libre, destinée pour les étudiants (version 2020 R1).

Dans un premier temps, nous avons étudié l'indépendance du maillage sur les résultats de calcul numérique. Pour cela, le nombre de Nusselt moyen calculé pour différentes tailles de maillage a été comparé avec les résultats théoriques, et le maillage le plus convenable a été sélectionné. Ensuite, afin de valider plus le code CFD élaboré, nous avons comparé les résultats de différents nombres de Reynolds avec les résultats théoriques pour l'eau. Bonne concordance a été obtenue. Puis, une étude paramétrique a été appliqué dans les conditions climatiques de la ville de M'silla pour le cas du capteur sans chicanes. Ensuite, une étude paramétrique tient en compte la présence des chicanes sur la paroi supérieure exposée au flux solaire et sur la paroi inférieure adiabatique a été effectuée.

A partir les résultats présentés dans la présente étude, on peut tirer les conclusions suivantes :

- Pour le cas du capteur sans chicanes, aucun effet de rayonnement solaire sur le comportement dynamique du fluide a été observé.
- La température de sortie de l'air varie linéairement avec l'augmentation du rayonnement solaire ce qui rend le rendement thermique du capteur constant.

- Le nombre de Nusselt est indépendant de l'intensité du flux solaire, il est fixe pour un nombre de Reynolds donné.
- La température d'entrée du fluide a aucun effet remarquable pour un nombre de Reynolds donné et le rendement thermique du capteur reste toujours constant.
- Pour un régime laminaire d'écoulement, le nombre de Nusselt est constant et faible, pour un régime turbulent augmente rapidement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- L'emplacement des chicane sur la paroi supérieure exposée du flux solaire augmente l'intensité de fonction de courant, augmente la température de sortie du fluide, diminue le nombre de Nusselt moyen et augmente énormément le rendement thermique du capteur (+20%).
- L'emplacement des chicane sur la paroi inférieure adiabatique augmente la convection forcée (nombre de Nusselt) et défavorise le transfert et le rendement thermique du capteur (-3%).
- Par conséquent, la conception des chicane carrées sur la paroi supérieure exposée au flux solaire dans les installations industrielles est recommandée selon la présente étude.
- En outre l'emplacement des chicane mixte sur les deux parois

Perspectives

Comme des perspectives liées à ce travail, on propose :

- D'étudier expérimentalement l'influence de la présence des chicane sur les performances thermiques en étudiant différentes formes géométriques des chicane (rectangulaires, triangulaires, circulaires. etc.) afin d'améliorer les performances thermiques du capteur.
- De mener une étude numérique tridimensionnelle transitoire avec un rayonnement solaire variable afin d'améliorer la précision de calcul numérique.

D'étudier numériquement ou expérimentalement de nouveau type des capteurs solaire (sous-vide, cylindro-parabolique, ...etc.), pour différents fluides caloporteurs, et ce afin d'identifier les points faibles et les points forts de chaque modèle de capteur.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Z. Şen.** Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques. Springer (2008).
- [2] **S. A. Kalogirou.** Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Elsevier (2009).
- [3] **R. Foster, M. Ghassemi, A. Cota.** Solar Energy: Renewable Energy and the Environment. CRC Press (2010).
- [4] **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley (2013).
- [5] **German Solar Energy Society.** Planning and Installing Solar Thermal Systems: A guide for installers, architects and engineers. Earthscan (2010).
- [6] **C. Mahboub.** Étude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires. Université Mohamed Khider – Biskra. Thèse de doctorat. (2016).
- [7] **A. Rabl.** Active Solar Collectors and Their Applications. Oxford University Press, New York (1985).
- [8] **F. Kreith, D. Y. Goswami.** Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy. CRC Press (2007).
- [9] **N. Moumni.** Cours maîtrise de l'énergie solaire. Université Mohamed Khider – Biskra. (2014).
- [10] **M.R. Yaiche, A. Bouhanik.** ATLAS SOLAIRE ALGERIEN. Centre de développement des énergies renouvelables (CDER).(1992-2002).
- [11] **A. Labouret, M. Viloz.** Solar Photovoltaic Energy. The Institution of Engineering and Technology (2010).
- [12] **H. Hofman.** Phénomène de transfert, école polytechnique Fédérale de Laussane LTP, IMX EPFL. (2008).
- [13] **S. Krouma, O. Torki.** Calcul de transfert de masse et de chaleur dans un fluide en écoulement dans une conduite à 90°, Projet d'ingénieur, Université de Biskra (2003).
- [14] **Y. Jannot, P. Meukarm.** Simplified estimation method for determination of thermal effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip, measurement science and Technology, vol.15, pp.1932-1938, (2004).
- [15] **B. Zeghmati.** Modélisation informatique d'un séchoir à effet de serre pour fruits et légumes. International solargasheating workshop. Decembre 17-22, (1979).
- [16] **P. Amet, G. Gourdon, Y. Guern, R. Jules, E. Marguet, F. Mykieta.** Installer un Chauffage ou un Chauffe-eau Solaire. Eyrolles (2008).

-
- [17] **J. M. Chassériaux.** Conversion Thermique du Rayonnement Solaire. Dunod (1984).
- [18] **J. Bernard.** Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [19] **S. Saadi.** Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan.
- [20] **A, Sfeir ; G, Guarracino.** Ingénierie des systèmes solaires, Technique et Documentation, Paris. (1981). Université Mentouri de Constantine. Thèse de doctorat. (2010).
- [21] **H. Schlichting.** Boundary layer Theory, 7th ed: McGRAW-HILL BOOK COMPANY, Springer.(1979).
- [22] **S. Chaussedent.** Statique et dynamique des fluides.Université d'Angers,France. Cours publié en Novembre (2011).
- [23] **Y. Çengel.** Fluid Mechanics: Fundamentals And Applications. Tata McGraw Hill Education Private. (2010).
- [24] **O. Reynolds.** On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion. Proceedings of the Royal Society of London 56 (1894).
- [25] **I. Paraschivoiu.** Aérodynamique subsonique.Éditions de l'École Polytechnique de Montréal (Québec), Canada, (1998).
- [26] **C.D. Wilcox,** Review: Turbulence Modelling for CFD. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 289.pp. 406-407. (1995).
- [27] **B.E Launder, D.B Spalding.** Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, (1972).
- [28] **S.B. Pope.** Turbulent flows. 2nd ed. Cornell University. CAMBRIDGE University Press. (2001).
- [29] **S.V Patankar.** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. CRC Press. New York. (1980).
- [21] **S.V Patankar, D.B. Spalding.** A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. International Journal of Heat and Mass Transfer.Vol. 15, No. 10, pp. 1787-1806. (1972).
- [22] **B. Djenhi.** Contribution à l'étude du transfert de chaleur par convection mixte entre deux plaques parallèles soumises à un chauffage dissymétrique. Mémoire de Magistere, Université 20 Août 1955 Skikda, (2013).
- [23] **I.C. Popa.** Modélisation numérique de transfert thermique - Méthode des volumes finis. Université Craiova Press, (2002).
- [24] **ANSYS FLUENT Documentation.** Theory Guide. (2012).

- [25] **NASA**, The Prediction of Worldwide Energy Resource (POWER) project, <https://power.larc.nasa.gov/>, consultée 23-07-2020.
- [26] **CDER**, Application web pour calculer le rayonnement solaire (ciel clair), <http://data.cder.dz:81/>, consulté le 25-07-2020.
- [27] **F.B. Incropera**. Fundamentals of heat and mass transfer. Seventh edition. John Wiley & Sons, Inc. 2011.

résumé

Le présent travail, qui rentre dans le cadre de la préparation du projet de fin d'étude en master énergétique assurée par la faculté des sciences et technologie de l'université de M'sila. le but du sujet est de comprendre, par voie numérique, le comportement thermique et dynamique du fluide caloporteur (l'air) au sein du capteur, en se basant sur les données météorologiques du site d'implantation ville de M'sila, afin d'améliorer les échanges au sein du capteur solaire plan simple passe sans et avec chicanes.

Notez bien que ces capteurs sont utilisés dans plusieurs domaines comme : le séchage agroalimentaire, chauffage et climatisation production électrique Dans ce travail , nous avons effectué des simulation numérique (logiciel ANSYS Fluent) sous une licence gratuite (version étudiante 2020 R1) d'écoulement d'air à travers une conduite rectangulaire bidimensionnelle, L'écoulement est laminaire et turbulent, La création du domaine de calcul 2D.

Mots clés : Capteur solaire plan à air, Chicanes, Simulation numérique, méthode des volumes finis, Fluent

ملخص:

يمثل العمل الحالي ، الذي يعد جزءاً من إعداد مشروع نهاية الدراسة لماجستير طاقويات ، المقدم من طرف كلية العلوم والتكنولوجيا جامعة المسيلة. الهدف من الموضوع هو فهم السلوك الحراري والديناميكي لسائل نقل الحرارة (الهواء) داخل المستشعر رقمياً ، استناداً إلى البيانات الأرصاد الجوية من توقعات الطقس لمدينة المسيلة ، من أجل تحسين التبادلات داخل الواقت الشمسية الحرارية المسطحة البسيطة بدون ومع معوقات.

لاحظنا أن هذه المستشعرات تستخدم في عدة مجالات مثل: تجفيف الطعام والتدفئة وتكييف الهواء والإنتاج الكهربائي.... في هذا العمل ، أجرينا محاكاة عددية ببرنامج (ANSYS Fluent) بموجب ترخيص مجاني (إصدار الطالب R1 2020) لتدفق الهواء عبر مجرى مستطيل ثنائي الأبعاد ، يكون التدفق صفحياً ومضطرباً ، وإنشاء المجال الحساب 2D.

الكلمات المفتاحية: مجمع الطاقة الشمسية المستوي ، حواجز، المحاكاة العددية، طريقة الحجم المحدود، فلوينت

Abstract

The present work, which falls within the framework of the preparation of the end of study project in energy master provided by the Faculty of Science and Technology of the University of M'sila. The aim of the subject is to understand, digitally, the thermal and dynamic behavior of the heat transfer fluid (air) within the sensor, based on meteorological data from the town of M'sila implantation site, in order to 'improve exchanges within the simple flat solar collector passes without and with baffles.

Note that these sensors are used in several areas such as: food drying, heating and air conditioning electrical production

In this work, we performed numerical simulation (ANSYS Fluent software) under a free license (student version 2020 R1) of air flow through a two-dimensional rectangular duct, The flow is laminar and turbulent, The creation of the domain 2D calculation.

Key words: Flat air solar collector, Baffles, Numerical simulation, finished volumes, Fluent