

N° d'ordre : 13 /2010-M /PH

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENE

FACULTE DE PHYSIQUE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de **MAGISTER**

En : **PHYSIQUE**

Spécialité : Energétique et Mécanique des Fluides

Par : **Amel Boulemtafes épouse Boukadoum**

Sujet

**Simulation Numérique de l'Amélioration du Transfert
Thermique dans un Capteur Solaire à Air**

Soutenu publiquement le 11/12/2010, devant le jury composé de :

MEKIDECHE CHAFA Fawzia
BENZAOUI Ahmed
HANCHI Samir
BELHAMEL Maiouf
SAIGHI Mohamed

Professeur à l'USTHB
Maître de Conférences/A, à l'USTHB
Professeur à l'EMP
Directeur de Recherches au CDER
Maître de Conférences/A, à l'USTHB

Présidente
Directeur de Thèse
Examineur
Examineur
Examineur

Je dédie ce mémoire,

A mon cher époux

A mes parents

A mes frères et sœurs

A la mémoire de mon beau père

A toute ma belle famille

A toutes mes amies

Remerciements

Ce travail de mémoire a été réalisé au niveau de la division Energie Solaire Thermique et Géothermie du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER), Bouzareah, Alger, dans le cadre d'une inscription en Magister au niveau de la faculté de Physique de l'USTHB, sous la direction de M. Benzaoui, Maître de Conférence au Laboratoire de Thermodynamique et des Systèmes Energétiques.

A cet effet, je tiens à adresser mes vifs remerciements à Monsieur Maiouf Belhamel, Directeur de Recherche et Directeur du CDER, pour ses encouragements incessants et son aide infaillible, en mettant à notre disposition tous les moyens nécessaires à l'aboutissement de ce travail.

Je me dois également de remercier, M. Ahmed Benzaoui qui m'a accompagné et orienté tout au long de ce travail de mémoire malgré ses lourdes charges, ainsi que pour sa gentillesse et sa disponibilité.

Je tiens également à exprimer ma gratitude à M^{me} Chafa Mekideche Fawzia , Professeur à la Faculté de Physique de l'USTHB qui m'a fait l'honneur de présider le jury d'examen de ce mémoire.

Je ne saurai oublier l'accueil chaleureux ainsi que les précieux conseils du Colonel Samir Hanchi, Professeur à L'Ecole Militaire Polytechniques d'Alger qui m'a reçu dans son laboratoire et m'a aidé à mieux maîtriser le code de calcul Fluent. Je le remercie également d'avoir accepté d'examiner ce travail en faisant partie du jury malgré ses nombreuses responsabilités.

Que M. Mohamed Saighi, Maître de Conférences au laboratoire LTSE, de la faculté de Physique, USTHB, trouve ici l'expression de ma parfaite considération et le remercie pour l'intérêt porté à mon travail en acceptant de faire partie de ce jury d'examen.

Enfin, j'adresse mes sincères remerciements à tous ceux ou celles qui m'ont apporté une aide, pour que ce travail aboutisse :

Mon mari, qui m'a toujours encouragé à persévérer, pour sa présence, son soutien et son amour indéfectible.

A Fatima pour avoir trouvé le temps de relire ce mémoire, à Yasmine qui m'a apporté une aide précieuse dans la présentation et la mise en forme de ce document.

A M^{lle} Guerri, Maître de Recherche au CDER, pour ses nombreux conseils et remarques avisés.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à M. Koussa, Chargé de Recherche au CDER, pour sa disponibilité et son aide précieuse.

Et enfin, un grand Merci à mes amies et collègues du CDER, pour leurs encouragements et l'ambiance chaleureuse dont elles m'ont entourée.

*"La folie, c'est de faire tout le temps la même chose
et de s'attendre à un résultat différent."*

Albert EINSTEIN

SOMMAIRE

DEDICACES
REMERCIEMENTS
SOMMAIRE
NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE.....1

CHAPITRE I LES CAPTEURS SOLAIRES A AIR

I-1 Introduction.....	4
I-2 Analyse bibliographique.....	4
I-2-1 Amélioration du transfert de chaleur dans les capteurs solaires à air.....	6
I-2-2 Les travaux numériques sur les capteurs solaires à air à absorbeur rugueux.....	9
I-3 Les capteurs solaires à air.....	10
I-3-1 Les principaux types de capteurs solaires.....	11
a) Les capteurs sans vitrage.....	11
b) Le capteur à plaque perforée sans vitrage.....	11
c) Les capteurs plans vitrés.....	12
d) Les capteurs solaires à circulation de liquide.....	12
e) Le capteur sous vide.....	13
f) Les capteurs solaires à air.....	13
I-3-2 Eléments constitutifs d'un capteur solaire plan à air.....	14
a) Boîtier.....	14
b) Absorbeur.....	14
c) Couverture transparente.....	14
I-3-3 Principe de fonctionnement des capteurs à air.....	15
a) Régime d'écoulement de l'air.....	16
b) L'orientation du capteur.....	16
c) Inclinaison du capteur.....	16
I-3-4 Analyse des performances thermiques d'un capteur solaire à air.....	16
a) Performance thermohydraulique.....	17
o Analyse thermique.....	17
o Analyse hydraulique.....	18
b) Rendement du capteur solaire.....	18
o Le rendement instantané.....	18
o Le rendement moyen.....	19
o Le rendement optique.....	19
I-4 Conclusion.....	19

CHAPITRE II AMELIORATION DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS LES CAPTEURS SOLAIRES A AIR

II-1 Introduction.....	20
II-2 Utilisation des chicanes et ailettes dans les capteurs solaires à air.....	21
II-2-1 Les principaux types de chicanes utilisées dans les capteurs solaires à air.....	21
a/ Chicanes rectangulaires.....	21
b/ Chicanes de forme aile- delta.....	22
II-3 Utilisation des rugosités artificielles sur l'absorbeur du capteur solaire a air.....	22
II-3-1 Le concept de rugosité artificielle - étude théorique.....	24
II-3-2 Influence des rugosités sur l'écoulement du fluide.....	26
a/ Effet du nombre de Reynolds.....	26
b/ Effet de l'espacement relatif (p/e).....	26
c/ Effet de la hauteur relative.....	27
d/ Effet de la section transversale de la rugosité.....	29
e/ Effet de l'inclinaison de la rugosité.....	29
f/ Effet de la largeur et la position des vides dans les rugosités continues et inclinées.....	30
g/ Effet des rugosités de forme V.....	31
h/ Effet du chanfreinage de la rugosité.....	31
II-4 L'utilisation des rugosités dans les capteurs solaires a air	32
II-4-1 Rugosités transversales continues.....	32
a/ Section circulaire.....	32
b/ Section rectangulaire.....	33
II-4-2 Rugosités transversales discontinues.....	33
II-4-3 Rugosités inclinées continues.....	34
a/ Rugosités inclinées de section circulaire.....	34
b/ Rugosités inclinées de section rectangulaire.....	34
II-4-4 Rugosités inclinées discontinues.....	35
II-4-5 Grille de métal étirée	36
II-4-6 Rugosités en forme de v.....	36
a/ Rugosités continues	36
b / Rugosités discontinues.....	37
II-4-7 Rugosités chanfreinées.....	38
II-4-8 Rugosités cannelées.....	38
II-4-9. Rugosités sous forme de rainures	39
II-4-10 Utilisation de plusieurs types de rugosités combinées.....	39
a/ Rugosités transversales et inclinées.....	39
b/ Utilisation de rugosités de type cannelure.....	40
II-5 Conclusion.....	41

CHAPITRE III

MODELISATION MATHEMATIQUE

III-1 Introduction.....	42
III-2 Configuration géométrique étudiée.....	42
III-3 Formulation mathématique générale.....	43
III-3-1 Hypothèses simplificatrices.....	44
a/ L'équation de continuité.....	44
b/ L'équation de la quantité de mouvement.....	44
c/ L'équation de l'énergie.....	44
III-4 Ecoulement en régime turbulent.....	45
III-4-1 La simulation numérique directe (DNS).....	45

III-4-2 La simulation des grandes échelles (LES).....	45
III-4-3 La méthode statistique (RANS).....	46
III-5 Les modèles de fermetures implémentés dans le code Fluent	47
III-5-1 Le modèle K- ϵ	47
III-5-1-1 Le modèle k- ϵ Standard.....	48
III-5-1-2 Le modèle k- ϵ RNG	49
III-5-1-3 Le modèle K- ϵ RZ	49
III-5-1-4 Modélisation de la région de proche paroi.....	50
III-5-2 Le modèle k- ω standard.....	52
III-5-3 Le modèle k- ω SST(shear stress transport).....	53
III-6 Etude thermo-hydraulique de l'écoulement.....	54
III-6-1 Calcul des paramètres du transfert thermique	54
III-6-2 Calcul des pertes de pression :.....	55
III-6-3 Le paramètre de performance thermo-hydraulique E_t	56
III-6-4 Efficacité effective.....	56
III-7 Conclusion.....	57

CHAPITRE IV RESOLUTION NUMERIQUE

IV-1 Introduction.....	58
IV-2 Méthodologie de la résolution numérique.....	59
IV-3 Méthodes de discrétisation.....	61
IV-4 Méthode des volumes finis.....	61
IV-4-1 Résolution du système linéaire.....	63
IV-4-2 Les schémas de discrétisation implémentés dans le code de calcul Fluent.....	63
IV-4-3 Interpolation de la pression.....	64
IV-4-5 Critères de convergence :	64
IV-4-6 Facteur de sous relaxation:.....	64
IV-5 Génération de maillage :.....	65
IV - 6 Conditions aux limites :.....	66
IV-7 Simulation numérique.....	68
IV-7-1 Validation du modèle	68
Configuration 1	69
Configuration 2	69
IV-7-2 Approche au cas du capteur solaire à air.....	71
o Formulation mathématique	72
o Maillage.....	72
o Solveur.....	72

CHAPITRE V RESULTATS ET DISCUSSIONS

V-1 Introduction.....	74
V-2 Validation du modèle	74
o Configuration 1	74
o Configuration 2	77
V-3 Approche au cas du capteur solaire a air.....	83
V-3-1 Paramètres géométriques.....	83
V-3-2 Paramètres de simulation.....	83
o Test de maillage.....	83

○ Critère de convergence.....	84
V-3-3 Analyse de l'écoulement	85
○ Analyse des profils de vitesse	91
V-3-4 Analyse du transfert de chaleur.....	102
○ Influence du nombre de Reynolds.....	102
○ Influence de l'intensité de chaleur Q reçue par l'absorbeur.....	107
○ Influence de la température d'entrée T_0	112
V-5 Conclusion.....	112
CONCLUSION GENERALE.....	114
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	116
ANNEXE A.....	122
ANNEXE B.....	133

Nomenclature

Lettres Latines

A_c	Aire de l'absorbeur [m^2]
C_p	Chaleur spécifique de l'air [$J/kg\ K$]
d	Distance entre les vides (gaps) [m]
D_h	Diamètre hydraulique du conduit d'air [m]
e	Hauteur de la rugosité [m]
e/D	Hauteur relative des rugosités
e^+	Nombre de Reynolds rugueux
E_t	paramètre de performance thermo-hydraulique
f_r	Facteur de frottement
f_{r1}	Facteur de frottement de l'absorbeur lisse
F'	Facteur de correction thermique
F_r	Coefficient de conduction thermique
g	Largeur des vides [m]
h_c	Coefficient de transfert de chaleur [$W/m^2\ K$]
H	Hauteur du conduit [m]
I	Intensité du rayonnement solaire incident [W/m^2]
L	Longueur caractéristique [m]
L_r	Longueur de rattachement [m]
\dot{m}	Débit massique de l'air, [kg/s]
N_u	Nombre de Nusselt (absorbeur rugueux)
N_{u1}	Nombre de Nusselt (absorbeur lisse)
p	Espacement entre deux rugosités artificielles successives [m]
P	Pression [Pa]
p/e	Espacement relatif entre les rugosités
ΔP	chute de pression, [Pa]
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Densité de flux de chaleur reçu par l'absorbeur [W/m^2]
q_u	Densité de flux de chaleur utile [W/m^2]
Re	Nombre de Reynolds

St	Nombre de Stanton
St _l	Nombre de Stanton pour les surfaces lisses
T	Température [K]
T ₀	Température d'entrée de l'air [K]
T _a	Température ambiante [K]
T _{am}	Température moyenne de l'air [K]
T _e	Température d'admission de l'air [K]
T _{pm}	Température moyenne de l'absorbeur [K]
T _s	Température de sortie de l'air [K]
T _b	Température de mélange [K]
u	Vitesse de l'écoulement [m/s]
u ⁺	Vitesse adimensionnelle
U _L	Coefficient global de perte de chaleur, [W/m ² K]
u _m	vitesse moyenne de l'écoulement [m/s]
V	Vecteur vitesse
w	Largeur du conduit [m]
y	Coordonnée verticale (distance de la paroi) [m]
y ⁺	Distance adimensionnelle

Lettres Grecques

α	Angle d'attaque
δ_t	Epaisseur de sous-couche laminaire [m]
η_{th}	Efficacité thermique
η_e	Efficacité effective (rendement)
λ	Conductivité thermique de l'air [W/m ² K]
μ	Viscosité dynamique de l'air [kg/ms]
ν	Viscosité cinématique du fluide [m ² /s]
ρ	Masse volumique de l'air [kg/m ³]
τ_w	Contrainte de cisaillement sur la paroi [Pa]
$(\tau\alpha)_e$	Produit de transmittance-absorptance efficace

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie, sous ses différentes formes, joue un rôle de plus en plus important dans le progrès économique et l'industrialisation au niveau mondial. En raison des risques d'épuisement des combustibles fossiles, qui fournissent la source principale d'énergie, le développement des sources d'énergie renouvelable non conventionnelles connaît un grand essor.

Le rayonnement solaire disponible librement comme source directe et gratuite constitue un réservoir non polluant et inépuisable. La manière la plus simple et la plus efficace d'utiliser l'énergie solaire est de la convertir en énergie thermique pour des applications de chauffage en utilisant les capteurs solaires plans.

Ceux-ci, en raison de leur simplicité, sont des dispositifs bon marché et très largement répandus. Les applications principales des capteurs solaires à air sont le chauffage des locaux; le chauffage des serres et le séchage. Le capteur solaire à air occupe une place importante parmi les systèmes de chauffage solaire en raison de l'utilisation minimale des matériaux et du faible coût. Cependant l'efficacité thermique des capteurs solaires à air, en comparaison aux chauffe-eau solaires s'est avérée généralement inférieure en raison du faible transfert thermique entre l'absorbeur et l'air entrant dans le conduit. Afin de les rendre économiquement viables, leur efficacité thermique doit être améliorée en augmentant le coefficient de transfert thermique entre l'absorbeur et l'air.

Il existe deux méthodes de base pour améliorer ce dernier. La première consiste à augmenter la surface d'échange en employant les surfaces ondulées, plissées ou étendues sans affecter le coefficient de transfert de chaleur par convection. La deuxième méthode consiste à améliorer ce dernier en créant la turbulence sur la surface de transfert par l'introduction des rugosités artificielles sur la surface de l'absorbeur.

Les techniques d'amélioration du transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur en général, et dans les capteurs solaires en particulier ont fait l'objet d'un grand nombre de recherches dans les dernières décennies. Ces études étaient pour la plupart de nature expérimentale, les études numériques sont en effet moins nombreuses.

Cependant, la tendance semble s'inverser ces dernières années où on voit se multiplier les travaux numériques suite au développement des techniques CFD (Computational Fluid dynamics).

En effet, suite aux techniques et aux moyens mis en oeuvre pour les réaliser, les modélisations des mécanismes aussi bien physiques, financiers que sociaux ont pris une place importante dans le domaine de la recherche. C'est la raison pour laquelle les concepteurs et les utilisateurs de systèmes de chaleur efficaces, comme les capteurs solaires plans, tentent de développer ou d'acquérir des outils numériques spécialisés, dans le but de caractériser ces systèmes et de les dimensionner. En effet, les coûts liés aux essais expérimentaux étant particulièrement élevés, toute solution alternative pour éviter ou diminuer les coûts est donc activement recherchée.

Dans le présent travail, nous nous sommes intéressés aux techniques d'amélioration du transfert de chaleur dans le conduit d'air d'un capteur solaire à air par l'introduction de rugosités artificielles sur la surface de l'absorbeur du capteur solaire à air.

A cet effet, nous avons effectué une analyse numérique par les techniques CFD de l'écoulement de l'air en convection forcée avec transfert de chaleur, dans un canal bidimensionnel à section rectangulaire, représentant le conduit d'un capteur solaire à air. La surface de l'absorbeur est munie de rugosités transversales de section carrée ou rectangulaire. Plusieurs configurations géométriques seront étudiées afin de mettre en évidence l'amélioration du transfert de chaleur par la représentation du nombre de Nusselt ainsi que du coefficient de transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur.

Le premier Chapitre de ce mémoire est consacré à l'analyse bibliographique des principales études expérimentales ou numériques sur les capteurs solaires à air conventionnels suivie d'une brève description de leur principe de fonctionnement ainsi que des principaux éléments qui les constituent.

Les techniques d'amélioration du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur en général et les capteurs solaires à air en particulier seront largement exposées et discutées dans le second chapitre. L'effet des divers paramètres liés à la géométrie des rugosités artificielles (section transversale, hauteur relative, distance relative,...etc.) sur l'écoulement, ainsi que le transfert thermique et le facteur de frottement cités dans la littérature seront également présentés.

La modélisation mathématique basée sur les lois de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie pour un fluide newtonien et incompressible (l'air) en régime stationnaire est présentée dans le troisième chapitre. Le régime d'écoulement étant turbulent,

nous présenterons les principales modélisations de la turbulence, ainsi que les modèles de fermeture implémentés dans le code Fluent que nous avons utilisés.

Dans le chapitre 4, nous allons présenter la méthodologie de résolution numérique que nous avons adoptée dans ce travail. En effet, notre simulation numérique a été effectuée à l'aide d'un code de calcul commercial (Fluent 6.3), basé sur la méthode des volumes finies.

Les principaux schémas de discrétisation utilisés, seront présentés et détaillés en annexe, (Annexe A).

La première partie du chapitre 5 est consacrée à la validation de notre modèle numérique par l'étude de deux configurations de conduits d'air et la confrontation des résultats obtenus avec des résultats expérimentaux et numériques. La seconde partie est une approche au cas du capteur solaire à air par l'adoption d'une géométrie proche de celui-ci et en adaptant les paramètres de simulation au mode opératoire des capteurs. Les résultats ont permis de visualiser les contours de vitesse et de température autour de rugosités. Les profils de vitesses dans des sections transversales du conduit à différentes positions sont tracés afin de mettre en évidence l'effet des rugosités sur le régime d'écoulement

L'influence de plusieurs paramètres de simulation tels que le nombre de Reynolds, le flux de chaleur reçu par l'absorbeur ainsi que la température d'entrée de l'air dans le conduit, a été présentée, commentée et discutée.

Chapitre I

LES CAPTEURS SOLAIRES A AIR

I-1 INTRODUCTION

Les capteurs solaires sont les composants de base de la plupart des équipements de production d'énergie solaire. Un capteur solaire thermique est un dispositif dont le rôle est de récupérer une partie de l'énergie du rayonnement solaire pour la convertir en énergie thermique, puis de transmettre la chaleur ainsi produite à un fluide caloporteur pour qu'elle soit utilisable par l'homme. Les capteurs solaires à air sont largement utilisés dans les applications à basses températures telles que : le préchauffage de l'air de ventilation, le chauffage des locaux, le séchage des matériaux et des aliments. Plusieurs types de capteurs ont été conçus et testés à travers le monde, dans le but de collecter le maximum du rayonnement solaire tout en minimisant leurs coûts.

Dans ce qui suit, nous allons donner un aperçu des principales études et recherches scientifiques sur les capteurs solaires à air en général et les capteurs solaires à absorbeur rugueux en particulier.

I-2 ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

L'une des premières études sur les capteurs solaires à air est celle réalisée par **A. Whillier [1]**. Dans cet article, l'auteur s'intéresse à 3 configurations de capteurs conventionnels constitués d'un absorbeur noir et d'une couverture transparente. Il est arrivé aux conclusions suivantes:

- Sans couverture transparente, le capteur a une très faible performance thermique, à cause des pertes de chaleur de l'absorbeur vers l'ambiance.
- A basses températures d'utilisation, le nombre de vitrages ainsi que leurs types n'a pas une grande incidence sur le rendement du capteur solaire.

- Si l'air entre dans le capteur à une température sensiblement supérieure à la température ambiante, il faut choisir avec prudence le type de couverture transparente.
- L'utilisation de surfaces sélectives est importante dans les applications à hautes températures.
- Le système le plus économique serait un capteur avec une couverture supérieure en verre et plusieurs autres couvertures en plexiglas.

Depuis, plusieurs d'auteurs se sont appliqués à étudier le capteur solaire à air dans le but d'optimiser les dimensions du conduit d'air, pour un meilleur transfert thermique. En effet, **Hollands [2]** a étudié le coefficient de transfert thermique entre l'air et l'absorbeur dans le but d'optimiser le dimensionnement du conduit d'air. **Chand [3]** s'est intéressé à l'effet de l'allongement du collecteur sur la performance thermique du réchauffeur solaire d'air. Il a trouvé que l'augmentation du facteur d'aspect du capteur avait une incidence sur que l'augmentation du taux de transfert thermique. **Choudhury [4]** s'est intéressé à l'effet de la géométrie du conduit d'air sur l'efficacité du capteur pour 5 différentes configurations, il a montré qu'une grande performance thermique est obtenue pour les capteurs à absorbeurs rugueux. **Mohamad [5]** a proposé un nouveau modèle de capteurs solaires à air dont la particularité est d'avoir un double passage d'air et un absorbeur constitué d'une matrice poreuse, le tout formant un échangeur à contre-courant. L'auteur montre l'excellente efficacité de ce capteur en le comparant à d'autres types de capteurs plus conventionnels.

D'autres travaux ont eu pour but la proposition d'un modèle mathématique capable de prédire le fonctionnement du capteur sous différentes conditions d'utilisation. Nous pouvons citer celle de **Ong [6]** qui a proposé un modèle théorique pour prédire la performance thermique de quatre types de capteurs solaires à air en se basant sur la méthode de l'analogie électrique. Et plus récemment, **R. Tchinda [7]** a publié une revue de tous les modèles mathématiques dont le but est de prédire et d'analyser le transfert thermique dans le capteur solaire à air parus dans la littérature et a proposé une classification de ces modèles par types de capteur et par objectif de la modélisation.

Il est à noter également que l'équipe « Energie solaire basses températures » du CDER, s'est longtemps penchée sur l'étude du capteur solaire plan en général et sur celle du capteur à air en particulier, en réalisant et en testant plusieurs prototypes. En effet, il a été constaté que le capteur à air à absorbeur plat présente un faible rendement à cause des faibles caractéristiques thermophysiques de l'air. **Mokhtari [8]** a comparé l'effet de

la géométrie de l'absorbeur sur l'efficacité du capteur solaire à air en étudiant trois types de capteurs (à lame d'air supérieure, à lame d'air inférieure et à absorbeur incliné). **Semmar [9]** a proposé une modélisation mathématique du fonctionnement d'un capteur solaire plan à air réalisé au CDER. Il a été testé sur le site de Bouzareah, en vue d'être utilisé pour le séchage des produits agro-alimentaires, **Boulemtafes [10], [11]**. De leur côté, **Zerrouki et al. [12]** ont présenté un travail qui porte sur une modélisation mathématique d'un capteur solaire à air à deux passes. Ils ont établi un bilan thermique respectivement sur la couverture transparente, l'absorbeur puis l'isolation thermique arrière. La résolution du système d'équations obtenues a permis de fournir les expressions mathématiques exactes du coefficient des pertes thermiques U_L , du coefficient de conduction thermique F_{Ru} et du facteur de correction thermique F' . La plupart des auteurs des travaux de recherche sur les capteurs solaires à air se sont accordés à souligner la faible performance des capteurs solaires à air dont l'absorbeur est lisse, en raison du faible transfert thermique entre l'air et l'absorbeur chauffé du aux faibles valeurs de ses propriétés thermophysiques.

I-2-1 Amélioration du transfert de chaleur dans les capteurs solaires à air

Beaucoup de travaux de recherche ont été consacrés à l'analyse des diverses géométries des rugosités ainsi qu'au développement de corrélations précises pour le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement correspondant à une géométrie donnée. D'autres auteurs ont cherché à trouver la géométrie de rugosité optimale, qui donnerait la meilleure valeur du transfert thermique pour le plus bas facteur de frottement.

Pour augmenter le transfert thermique dans les conduits d'air du capteur solaire plan à air, il faut que l'écoulement soit turbulent tout près de la surface de transfert c'est-à-dire dans la sous-couche laminaire, là où le transfert a lieu, **Varun [13]**. L'auteur montre que ceci peut être obtenu à l'aide d'absorbeurs rugueux artificiellement. Les rugosités sont caractérisées par leur hauteur relative e/D et leur espacement relatif p/e . Un aperçu des travaux entrepris dans ce domaine par différents auteurs sur ce sujet est également présenté dans cet article.

L'effet de l'espacement et de la hauteur des rugosités sur le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de friction dans un canal dont les parois sont munis de rugosités transversales ou inclinées de 45° , a été analysé par **Taslim and Lengkong [14]**. Les auteurs sont arrivés à démontrer que lorsque le nombre de Reynolds augmente, le

nombre de Nusselt augmente aussi, alors que le facteur de friction diminue et ceci pour toutes les géométries étudiées.

L'analyse de la distribution du coefficient de transfert de chaleur local dans la région inter-rugosités a été effectuée par **Tanda [15]** qui s'est intéressé à l'étude du transfert de chaleur dans un canal rectangulaire avec un facteur d'aspect (largeur / hauteur) égal à cinq et dont l'une des parois, munie de rugosités continues transversales inclinées ou en forme de V, est soumise à un flux de chaleur uniforme.

Sur la base des résultats obtenus, l'auteur est arrivé à la conclusion que les caractéristiques de la distribution du coefficient de transfert thermique, sont fortement liées à la forme et à la géométrie des rugosités; le maximum du transfert est atteint généralement en aval de chaque rugosité, au voisinage du point de rattachement

Le type de géométrie des rugosités a aussi une influence certaine sur le transfert thermique. Un grand nombre de ces types a été étudié en les comparant entre eux. Nous pouvons citer **D. Gupta [16]**, qui a mené une étude expérimentale sur l'effet de la rugosité artificielle de l'absorbeur sur les échanges thermiques et a constaté une nette amélioration en fixant des lamelles de fer transverses sur la partie inférieure de l'absorbeur ce qui augmente le coefficient d'échange thermique.

La comparaison entre les performances thermiques de capteurs munis de différents types de rugosités a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche. **Mittal et al. [17]** ont étudié six capteurs solaires à air ayant des absorbeurs munis de rugosités de formes et de dimensions différentes, et sont arrivés à la conclusion que les absorbeurs à rugosités continues inclinées, ainsi que les absorbeurs à grilles de métal étendues, donnent de meilleurs résultats dans la gamme des paramètres étudiés.

Karwa [18] a mené une campagne expérimentale pour étudier l'influence des rugosités artificielles sur le transfert thermique et le facteur de frottement dans un conduit d'air dont l'une des parois est rugueuse et soumise à un flux de chaleur uniforme.

Les rugosités sont placées transversalement à l'écoulement, inclinées, ou en forme de V, elles peuvent être continues ou discrètes. Le système a été testé pour des nombres de Reynolds allant de 2800 à 15000 pour approcher le cas du capteur solaire. La comparaison des performances thermiques des différents types de géométrie a montré que les rugosités en forme de V présentent la meilleure performance, à puissance de pompage égale.

Une autre étude comparative a été effectuée par **M.K Gupta [19]** qui a testé six types de capteurs solaires à air, dont l'absorbeur est muni de rugosités artificielles de

différentes géométries. L'étude a porté sur les caractéristiques du transfert thermique et du frottement pour plusieurs valeurs du nombre de Reynolds. Les corrélations expérimentales pour le transfert thermique et le coefficient de frottement ont été employées pour calculer les efficacités énergétiques et exergétiques. Il a été constaté que l'introduction de rugosités artificielles sur la surface de l'absorbeur augmente sensiblement les efficacités par rapport à la surface lisse. L'accroissement de l'efficacité énergétique est dans l'ordre suivant : la surface lisse, les rugosités à section circulaire, les rugosités en forme de V, les rugosités chanfreinées, les cannelures, les grilles de métal expansé, les rugosités combinées de type ailettes à rainures, et les ailettes à rainures chanfreinées. L'efficacité effective suit la même tendance mais semble s'inverser pour les nombres de Reynolds très élevés. L'auteur a observé que les rugosités à section circulaire et en forme de V donnent de bons résultats aux grands nombres de Reynolds, alors qu'aux bas nombre de Reynolds, les rugosités chanfreinées donnent les meilleurs résultats.

D'autres études sur les absorbeurs à lit poreux ou à matrices poreuses ont été réalisées, telles que les matrices en lames d'aluminium, et les matrices noires. Celles-ci ont donné de meilleures performances thermiques que les capteurs à absorbeur lisse.

Les résultats expérimentaux sur l'effet des rugosités sur l'amélioration du transfert thermique ont permis le développement de corrélations reliant le nombre de Nusselt et le facteur de frottement au nombre de Reynolds.

Sur la base d'un travail expérimental, **Han et al [20]**, qui ont étudié les surfaces rugueuses en faisant varier la forme de la rugosité, l'angle d'attaque, l'espacement et la hauteur relative de la rugosité ont pu développer des corrélations pour le coefficient de chaleur et le facteur de frottement.

Webb et al [21] ont développé des corrélations donnant le facteur de frottement et le coefficient de transfert thermique pour un écoulement turbulent dans des conduits à parois rugueuses. Ces corrélations sont basées sur les lois de similitude et l'application de l'analogie entre le transfert de chaleur et la quantité de mouvement, à l'écoulement au-dessus d'une surface rugueuse. Ils ont confronté ces corrélations aux données expérimentales et ont discuté l'établissement d'une corrélation unique pour toutes les géométries de rugosités.

V. S. Hans [22] dans son article présente une revue de différents types de rugosités utilisées dans les capteurs solaires à air, ainsi qu'une comparaison des performances

thermohydrauliques de ceux-ci. De cette comparaison, les conclusions suivantes ont été tirées :

1. L'utilisation de la rugosité artificielle provoque une amélioration sensible du transfert thermique dans le capteur solaire à air, ayant pour résultat un gain d'énergie avec une baisse du coût financier.
2. L'analyse du transfert thermique et les caractéristiques d'écoulement des capteurs solaires rugueux en utilisant les modèles de CFD est indispensable pour prévoir les paramètres optimaux des éléments rugueux.

I-2-2 Les travaux numériques sur les capteurs solaires à air, à absorbeur rugueux

Les travaux numériques sur l'effet des rugosités artificielles sur l'amélioration du transfert thermique et le facteur de frottement dans les capteurs solaires à air, sont moins nombreux que les études expérimentales.

Néanmoins, nous pouvons citer celle de **Lee et al [23]** qui ont étudié numériquement l'écoulement et le transfert thermique de l'air au-dessus d'une surface horizontale en présence de rugosités transversales bidimensionnelles en utilisant un modèle de CFD. L'étude a été effectuée pour l'écoulement turbulent d'air au dessus de rangées de rugosités de tailles et d'espacement différents, soumises à un flux de chaleur uniforme. Les profils de température et les coefficients locaux de transfert thermique ainsi que les caractéristiques des vitesses et de turbulence d'écoulement ont été établis. Les résultats ont montré que la présence des rugosités transversales améliore de façon significative le transfert de chaleur en comparaison avec une surface lisse. Les coefficients de transfert thermique obtenus ont montré une bonne concordance avec des résultats expérimentaux antérieurs. En outre, des pics du coefficient de transfert de chaleur local ont été observés dans les régions d'inter-rugosités, qui coïncident avec les points de rattachement de l'écoulement séparé.

Chaube et al [24] ont effectué une analyse numérique en utilisant le code de champ Fluent 6.1 pour étudier les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique dans un conduit d'air de section rectangulaire dont l'une des parois est munie de rugosités artificielles transversales, bidimensionnelles et soumises à un flux de chaleur uniforme de 1100 W/m^2 .

Ils ont comparé les prévisions de différents modèles de turbulence aux résultats expérimentaux disponibles dans la littérature et ont rapporté le bon accord des résultats expérimentaux et les prévisions du modèle de turbulence $k-\omega$ SST. Par ailleurs, ils ont

employé ce même modèle de turbulence pour analyser l'effet de neuf types de rugosités sur l'amélioration du transfert thermique et des caractéristiques du frottement. L'auteur a rapporté que les résultats obtenus à partir du modèle bidimensionnel sont plus proches des résultats expérimentaux sachant que le modèle bidimensionnel nécessite moins de mémoire et de temps de calcul par rapport aux modèles tridimensionnels. Le transfert thermique le plus élevé a été observé dans le cas des rugosités chanfreinées mais avec une pénalité d'un grand facteur de frottement. Cependant, la meilleure performance a été obtenue avec les rugosités rectangulaires de dimensions 3x5 millimètres, dans la gamme des paramètres étudiés

S. Kumar [25] a présenté une analyse des performances du conduit d'écoulement d'un capteur solaire à air, doté de rugosités artificielles sous forme d'arcs afin d'augmenter le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur. L'analyse est basée sur les résultats d'une simulation numérique utilisant un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics). Celle-ci avait pour but d'étudier l'effet de la géométrie de la rugosité (hauteur relative de la rugosité, angle d'inclinaison) sur le coefficient de transfert de chaleur ainsi que le coefficient de frottement f_r , et cela pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. De plus, les résultats de la simulation pour des surfaces lisses ont été validés en les comparant aux relations empiriques de Dittus-Boelter. Une augmentation totale du transfert de chaleur de 1.7 a été enregistrée.

Joon Ahn [26] a présenté dans son article les résultats d'une simulation aux grandes échelles (LES) de l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur dans un canal avec des rugosités transversales détachées. Une étude expérimentale a été menée en parallèle afin de valider la simulation. L'analyse a déterminé les caractéristiques de l'écoulement telles que la longueur de sillage et la position des points de séparation et de rattachement, ainsi que la distribution du transfert de chaleur local sur les parois du canal.

I-3 LES CAPTEURS SOLAIRES PLANS A AIR

Il existe non seulement plusieurs manières de fournir de l'énergie solaire, mais également différentes méthodes pour capter l'énergie solaire provenant d'un rayonnement incident. Le capteur solaire est dit plan si la surface de l'absorbeur est sensiblement plane. Lorsque le fluide caloporteur est un liquide on parle de capteur à circulation de liquide, s'il s'agit de l'air on parle de capteur à air.

I-3-1 Les principaux types de capteurs solaires

a) Les capteurs sans vitrage

Les capteurs plans sans vitrage sont habituellement fabriqués en plastique noir qui a été stabilisé afin de résister aux rayons ultraviolets. Comme ces capteurs ne possèdent pas de vitrage, une grande partie de l'énergie solaire est absorbée. Cependant, parce qu'ils ne sont pas isothermes, une grande partie de la chaleur absorbée est perdue lorsqu'il y a du vent et que la température extérieure n'est pas assez chaude.

Ces capteurs sont indiqués pour des applications à basse température, lorsque la température désirée est inférieure à 30 °C, telles que le chauffage saisonnier des piscines intérieures, le préchauffage de l'eau pour les lave-autos ainsi que le chauffage de l'eau utilisée dans les opérations d'élevage piscicole.

Les capteurs plans sans vitrage représentent une grande partie de la surface de capteurs solaires installée par année. Le chauffage de l'eau dans les régions éloignées, et dans des emplacements saisonniers tels que les camps d'été, représente également un marché potentiel pour ce type de capteur.



Fig. I.1 Capteurs solaires plans sans vitrage [27]

b) Le capteur à plaque perforée sans vitrage

Le principe de ce type de capteur est un recouvrement mural extérieur professionnel, perforé de nombreux petits trous espacés de 2 à 4 cm. L'air traverse les trous dans le capteur avant d'être envoyé à l'intérieur du bâtiment, afin de fournir un nouvel air de ventilation préchauffé. Les économies sont généralement importantes puisque le capteur fonctionne à des températures proches de celles de l'extérieur.

L'application la plus courante pour ce capteur est le chauffage de l'air de ventilation des bâtiments. D'autres composants possibles pour ces systèmes sont : une couche d'air de

20 à 30 cm entre le bâtiment, un auvent en haut du mur qui agit en tant que collecteur de distribution, ainsi que des clapets d'air de passage afin que l'air puisse passer à travers le système pendant les mois chauds.

c) Les capteurs plans vitrés

Les capteurs plans de type vitré sont les plus répandus et ils existent sous différents aspects. Ces capteurs sont adaptés à des applications à basses températures où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C. Ce type de capteur est constitué d'une couverture transparente (vitrage), d'un absorbeur plan et d'un panneau isolant.

d) Les capteurs solaires à circulation de liquide

Les capteurs à circulation de liquide utilisent les rayons solaires afin de chauffer un liquide qui circule à travers un «circuit solaire». Le fluide à l'intérieur du circuit solaire peut être de l'eau, un mélange d'antigel, un fluide thermique, etc. Le circuit solaire transfère l'énergie thermique provenant des capteurs à un réservoir de stockage thermique, (Fig.I.2) . Les capteurs à circulation de liquide sont utilisés pour le chauffage d'eau sanitaire, pour le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures.



Fig. I.2 Le capteur solaire à circulation liquide (CDER)

e) Le capteur sous vide

Un capteur à tube sous vide (ou caloduc) est un capteur solaire fait de tubes transparents généralement en verre, comportant un espace vide d'air entre la paroi extérieure de chaque tube et son absorbeur.

En général, la pression dans l'espace vide est inférieure à 1 Pa. Ainsi, les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur sont quasiment éliminées.



Fig. I.3 Capteurs sous vide [25]

Les capteurs sous vide sont parmi les plus efficaces, mais aussi les plus coûteux des capteurs solaires. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à températures modérées où la température en demande atteint 50 à 95 °C et dans des régions où le climat est très froid, comme dans le grand Nord du Canada. Tout comme pour les capteurs solaires de types vitrés, les applications des capteurs sous vide comprennent le chauffage de l'eau des résidences, des bâtiments commerciaux, le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures. Comme ces systèmes sont capables de fournir des températures élevées avec efficacité, une autre application possible est le refroidissement des bâtiments en régénérant les cycles de réfrigération.

f) Les capteurs solaires à air

La conception de ce type de capteurs est simple. Ils sont habituellement plus légers que ceux à circulation de liquide puisqu'ils n'ont pas de canalisations sous pression. Les capteurs à air présentent l'avantage de ne pas avoir de problèmes de corrosion, de refroidissement, de gel ou d'ébullition.

I-3-2 Eléments constitutifs d'un capteur solaire plan à air

Le capteur plan à air se compose de trois éléments essentiels :

a) Boîtier

C'est un coffret de forme parallélépipédique en acier inoxydable, ou en bois, dont les parois sont tapissées d'une couche isolante (faible conductivité thermique) en laine de verre ou en mousse expansive (polystyrène). Il sert de support rigide et assure l'isolation afin de limiter les pertes thermiques vers l'extérieur.

b) Absorbeur

Son rôle est de capter le maximum du rayonnement solaire incident tout en réfléchissant le minimum possible (analogue au corps noir), ensuite de convertir ce rayonnement en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur.

Il apparaît sous la forme d'une surface plane en tôle de métal (acier, aluminium ou cuivre), noircie à la peinture, au noir de fumée ou au chrome noir (absorbeur noir).

Il existe aussi une autre variété d'absorbeurs à surface sélective. Elle se comporte comme une surface noire par rapport au rayonnement solaire et comme un miroir réfléchissant pour les infrarouges, ce qui diminue les pertes thermiques et augmente considérablement le rendement du capteur. On réalise ce type de surface par traitement électrolytique ou chimique.

La surface de l'absorbeur peut être lisse ou rugueuse avec des aspérités de forme variable afin d'augmenter l'échange thermique avec le fluide caloporteur. Elle peut également être réalisée dans un matériau poreux.

En résumé, un bon absorbeur doit avoir un bon coefficient d'absorption, une bonne conductivité thermique, et une bonne résistance à la corrosion et aux conditions climatiques.

c) Couverture transparente

Son rôle est de laisser passer le rayonnement solaire (transparente au visible) et de refouler les infrarouges (opaque aux infrarouges) émises par l'absorbeur chauffé. C'est elle la responsable de l'effet de serre. Elle peut être en plastique, en plexiglas ou en verre. Pour augmenter son effet, on peut placer plusieurs couvertures au lieu d'une seule. Si l'air circule entre l'absorbeur et le vitrage on parle de lame d'air supérieure. On parle de lame d'air inférieure si le fluide circule entre l'absorbeur et la base du capteur. On peut augmenter le rendement du capteur en faisant circuler l'air deux fois (capteurs à double passe).



Fig. I.4 Capteur solaire plan à air réalisé au CDER [7].

I-3-3 Principe de fonctionnement des capteurs solaires à air

Le principe de fonctionnement du capteur repose sur deux effets très connus :

- L'absorptivité du corps noir (absorbeur).
- L'effet de serre.

Le soleil est assimilé à un corps noir qui rayonne à température $T=5800$ °K. Le spectre du rayonnement solaire se situe dans la gamme (0.25 à $3\mu\text{m}$). Le rayonnement incident arrive sur la plaque en verre sous un certain angle « i », appelé angle d'incidence. Une partie est réfléchiée par la vitre, l'autre est transmise vers l'absorbeur.

L'absorbeur porté à une certaine température T_{pm} par le rayonnement solaire et celui provenant de la terre, rayonne à son tour dans l'infrarouge. Et comme le verre est opaque aux grandes longueurs d'ondes (infrarouges), la chaleur se trouve piégée entre la vitre et l'absorbeur, c'est « l'effet de serre ». Le fluide caloporteur (air) en circulation absorbe la chaleur par contact air-absorbeur (conduction) ou par convection et la transporte vers l'extérieur. C'est la production d'air chaud en sortie. Le fonctionnement du capteur bien que simple en apparence est dépendant d'un grand nombre de paramètres sur lesquels il faut jouer pour améliorer le rendement du capteur :

a) Régime d'écoulement de l'air

Que ce soit en convection naturelle ou forcée, il existe deux types d'écoulement de l'air : laminaire ou turbulent. Et ceci a une influence directe sur le taux du transfert de

chaleur par convection ainsi que la température de l'air chaud en sortie et par conséquent sur le rendement du capteur solaire car il est connu que le régime turbulent favorise le transfert par convection.

b) L'Orientation du capteur :

La position du soleil dans le ciel étant variable dans la journée et au cours de l'année, l'énergie interceptée par le capteur n'est plus constante, il importe donc de trouver la meilleure orientation du capteur afin de recevoir le maximum de l'énergie solaire. C'est pour cette raison que les capteurs solaires sont orientés plein sud afin d'absorber le maximum d'énergie solaire.

c) Inclinaison du capteur :

L'énergie solaire interceptée par le capteur est maximale lorsque l'angle d'incidence du rayon solaire par rapport à la normale au plan de la surface réceptrice est nul (le rayon est perpendiculaire au plan). Mais comme nous l'avons cité plus haut, le soleil change d'orientation au cours de la journée et dans l'année, et une étude d'optimisation de l'inclinaison du capteur s'impose. Il existe cependant une règle empirique selon laquelle un capteur doit être orienté plein sud et incliné d'un angle égal à la latitude du lieu, **Duffie Beckman [28]**.

I-3-4 Analyse des performances thermiques du capteur solaire à air

Pour aboutir à une conception optimale du capteur solaire à air, il est nécessaire d'analyser ses performances thermique et hydraulique. L'analyse thermique nous renseigne sur la qualité du transfert thermique dans le capteur et l'analyse hydraulique sur la chute de pression dans le conduit. On considère un capteur solaire à air de type conventionnel (Fig.I.5) constitué d'un absorbeur plat et d'un simple vitrage et à simple passe. L'air circule entre l'absorbeur et l'isolateur.

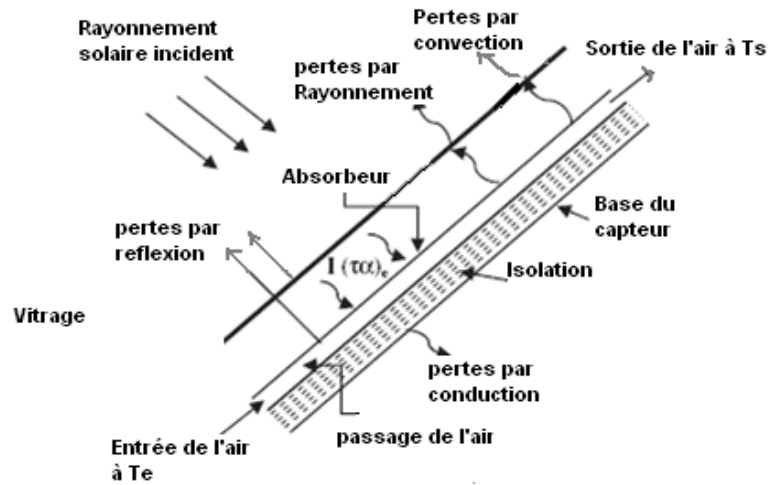


Fig. I.5 Le capteur solaire à air conventionnel [29]

a) Performance thermo-hydraulique

Il est fortement souhaitable que la conception soit telle qu'elle arrive à transférer l'énergie calorifique maximale au fluide caloporteur (air) en consommant le minimum d'énergie. Par conséquent, afin d'analyser la performance globale du capteur solaire, la performance thermo-hydraulique doit être évaluée en considérant les caractéristiques thermiques et hydrauliques du capteur simultanément.

Analyse thermique

Afin d'évaluer les performances thermiques du capteur solaire à air, on utilise l'équation de Hottel-Whillier-Bliss rapportée par **Duffie et Beckman [28]** :

$$Qu = A_c F_R [I(\tau\alpha)_e - U_L(T_e - T_a)] \quad (\text{I-1})$$

ou bien :

$$qu = \frac{Qu}{A_c} = F_R [I(\tau\alpha)_e - U_L(T_e - T_a)] \quad (\text{I-2})$$

Le taux d'énergie utile, reçue par l'air dans le conduit du capteur solaire, peut également être calculé en employant l'équation suivante :

$$Qu = \dot{m} C_p (T_s - T_e) = h_c A_c (T_{pm} - T_{am}) \quad (\text{I-3})$$

Le coefficient de transfert thermique (h) par convection peut être représenté en forme adimensionnelle en employant le rapport suivant du nombre de Nusselt, [26] :

$$Nu = h_c D_h / \lambda \quad (\text{I-4})$$

De plus, l'efficacité thermique d'un capteur solaire à air peut être exprimée par l'équation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{qu}{I} = F_R \left[(\tau\alpha)_e - U_L \left(\frac{T_i - T_a}{I} \right) \right] \quad (\text{I-5})$$

L'équation ci-dessus prouve que la relation entre le η_{th} et le paramètre $(T_e - T_a)/I$ peut être approché par une ligne droite, dont la pente est égale à $F_R U_L$ et le point d'intersection avec l'axe des ordonnées et est égal à $F_R (\tau\alpha)_e$.

Analyse hydraulique

La performance hydraulique du capteur solaire à air dépend de la chute de pression (ΔP) dans le conduit. Elle induit la consommation d'énergie par le ventilateur pour propulser l'air dans le conduit. La chute de pression peut être représentée en forme non-dimensionnelle par le rapport suivant du coefficient de frottement f_r , rapporté par **Necati Osizik [30]** :

$$f_r = \frac{\Delta P D_h}{1/2 \rho u_m^2 L} \quad (\text{I-6})$$

b) Rendement du capteur solaire

Le rendement instantané :

$$\eta = \frac{qu}{G_1 A_s} \quad (\text{I-7})$$

Avec :

qu : Puissance transmise au fluide (W)

G_t : Éclairement solaire global. (W/m^2)

A_s : Surface de captation (m^2)

Le rendement moyen :

$$\eta = \frac{\int_0^{t_0} q_{udt}}{\int_0^{t_0} G_t A_c dt} \quad (\text{I-8})$$

$[0, t_0]$: Période de temps choisie.

Le rendement optique :

$$\eta_0 = \frac{q_{abs}}{G_t A_c} \quad (\text{I-9})$$

q_{abs} : Puissance absorbée par le capteur (W)

I-4 CONCLUSION

De tous les types de capteurs solaires actuellement développés, le capteur solaire plan se trouve être l'application la plus répandue. Comparé aux capteurs à circulation liquide, le capteur solaire à air présente l'avantage d'être de conception facile, pas cher et nécessite peu d'entretien. De plus, il ne pose pas de problème de fuites, de corrosion ou de gel.

Cependant les principaux inconvénients de ce type de capteurs sont les faibles valeurs des propriétés thermophysiques de l'air: sa faible densité et sa basse capacité calorifique, d'où son faible rendement en raison du bas coefficient de transfert de chaleur de convection entre l'air et l'absorbeur.

Il a été constaté que la résistance thermique principale au transfert de chaleur de convection est due à la formation d'une couche limite sur la surface de transfert thermique.

Des techniques existent pour améliorer le transfert thermique dans les capteurs solaires à air: introduction de chicane dans la veine d'air mobile ou dotation de l'absorbeur de rugosités artificielles. Ces techniques feront l'objet du chapitre suivant.

Chapitre II

AMELIORATION DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS LES CAPTEURS SOLAIRES A AIR

II-1 INTRODUCTION

Le transfert thermique entre la surface de l'absorbeur et l'air (surface de transfert thermique) dans un capteur solaire à air, peut être amélioré en augmentant la superficie de la surface de transfert thermique sans augmenter le coefficient de transfert thermique, ou en augmentant ce dernier, par l'utilisation des promoteurs de turbulence sous forme de rugosité artificielle sur l'absorbeur. Il est bien connu que même dans un écoulement turbulent, une sous-couche laminaire (visqueuse) existe dans le voisinage immédiat de la paroi. La rugosité artificielle sur la surface de transfert thermique détruit la sous-couche laminaire et rend l'écoulement turbulent près de la paroi. La rugosité artificielle bien qu'elle permette une augmentation souhaitable du transfert thermique a également comme conséquence indésirable la chute de pression due au frottement. Par conséquent, la conception du conduit d'écoulement et de la surface de l'absorbeur dans les capteurs solaires à air doit avoir pour objectif d'améliorer le transfert thermique avec un minimum de pertes par frottements.

La géométrie de la rugosité artificielle doit être telle qu'elle arrive à détruire la sous-couche laminaire seulement sans perturber l'écoulement turbulent, pour garder la perte de pression dans une marge raisonnable. Les rugosités artificielles régulières peuvent être classées sur la base de la forme géométrique de leurs sections (rectangulaire, circulaire, chanfreinée), de leur orientation (transversale, inclinée, en V), de leur arrangement sur la surface (continue, discrète), de la cavité (cannelure, rainures) et la nature de la rugosité (imperméable ou poreuse).

II-2 UTILISATION DES CHICANES ET AILETTES DANS LES CAPTEURS SOLAIRES A AIR

Sfeir [31] est l'un des premiers à avoir discuté l'utilisation des ailettes fixées à l'absorbeur. Leur utilisation est efficace parce qu'elle augmente la surface de transfert. Cependant, leur fixation peut être délicate, l'auteur ne donne pas assez d'informations au sujet de la perte de pression engendrée et de la valeur de l'augmentation de l'efficacité énergétique. D'autres études sur l'utilisation des chicanes dans le conduit d'air du capteur solaire à air ont été effectuées au laboratoire d'Aérodynamique, d'Energétique et de l'Environnement de l'Université de Valenciennes (France). Les chicanes étudiées ont plusieurs configurations :

- Placées transversalement ou longitudinalement par rapport à l'écoulement.
- Occupation totale ou partielle de la largeur du collecteur.
- Placées sur l'isolateur ou fixées à l'absorbeur (dans ce derniers cas, les chicanes se comportent comme des ailettes).
- Elles sont rectangulaires ou en forme d'aile delta.

II-2-1 Les principaux types de chicanes utilisées dans les capteurs solaires à air

a/.Chicanes rectangulaires

Les chicanes sont placées dans le canal d'air pour créer la turbulence, **Benslama [30,31]**. Pour le même débit d'air, la vitesse peut être augmentée en plaçant quelques chicanes dans la veine d'air. Celles-ci forcent l'air caloporteur à circuler dans une section très réduite entre l'admission et la sortie du collecteur. Les chicanes n'augmentent pas le temps de séjour dans le collecteur, car le débit est constant, mais elles augmentent la vitesse de l'air et par conséquent le nombre de Reynolds.

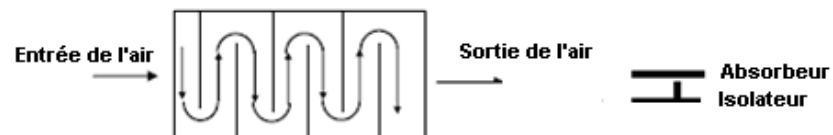


Fig.II.1 utilisation de chicanes transversales dans un conduit d'air [30]

Ward [32] et **Gbaha [33]** ont également employé des configurations de chicanes de différentes géométries : rectangulaires, ailes delta, ou ondulées. En conclusion,

l'importance des chicanes partiellement transversales ne touchant pas l'absorbeur a été montrée. Celles-ci permettent simultanément un écoulement direct et un écoulement de méandre, qui forcent l'air caloporteur à balayer la totalité de la surface du collecteur, sans zones mortes.

b/- Chicanes de forme aile- delta

Ward [34] a étudié également les chicanes de forme aile- delta qui donnent un rendement élevé quand elles sont fixées à l'absorbeur et sont attaquées à leur base Il a été constaté que les chicanes totalement transversales placées sur l'isolateur, combinées avec les chicanes de forme aile- delta fixées à l'absorbeur et attaquées par leur base ont une efficacité de plus de 75%.

Gbaha [35], en étudiant les chicanes de forme aile-delta, a placé celles-ci comme remplacement des petites chicanes transversales mais cette fois, elles sont fixées à l'absorbeur et non pas sur l'isolateur. L'air caloporteur attaque les chicanes à leur base. Il a également placé les chicanes de forme aile- delta avec 26 rangées de chicanes transversales, chacune comprenant neuf ailettes delta inclinées 60° , et un angle d'incidence de 140° en ce qui concerne la circulation d'air.

II-3 UTILISATION DES RUGOSITES ARTIFICIELLES SUR L'ABSORBEUR DU CAPTEUR SOLAIRE A AIR

Les études scientifiques sur les techniques visant à améliorer la performance des échangeurs de chaleur en général et du capteur solaire en particulier sont nombreuses. Leur but est de réaliser une économie de l'énergie devenue de plus en plus coûteuse, en augmentant de l'échange de chaleur convectif entre le fluide et les parois. Ces techniques sont nombreuses (Tab.III.1), nous pouvons les résumer dans les catégories suivantes, **Constantinos [36]**:

1. Les techniques visant à modifier la surface de l'absorbeur
2. Les techniques visant à modifier les caractéristiques du fluide.
3. Les techniques hybrides (mixtes)

Les techniques de surface qui influent directement sur la surface d'échange sont les plus utilisées dans les capteurs solaires à air. Elles se divisent en deux parties :

- 1) Les techniques qui consistent à augmenter la surface d'échange par l'utilisation d'absorbeurs dont la surface est plissée, cannelées ou ondulées.

- 2) L'introduction des rugosités artificielles de formes diverses dans le conduit d'air, visant ainsi à modifier l'écoulement du fluide et ainsi à augmenter le coefficient de transfert de chaleur, avec un minimum de pertes par frottement.

Catégories	Techniques
Méthodes de surface	Surfaces rugueuses Surfaces étendues Surfaces (ondulée, plissées) Surfaces perforées Promoteurs de turbulence (Turbulateurs) Vibration de surface Rotation de surface
Méthodes de fluide	Vibration de fluide Additifs au fluide Fluides électrostatiques
Méthodes hybrides (mixtes)	Vibrations/rugosités Perforations /corrugation Rugosités/ rotations

Tableau II.1 Les techniques d'amélioration du transfert de chaleur dans les échangeurs [36]

Ces techniques représentent la solution la plus efficace et la moins coûteuse pour améliorer la performance des capteurs solaires. Un grand nombre de travaux numériques et expérimentaux ont été réalisés sur les capteurs solaires à absorbeur rugueux, dans le but d'optimiser la forme, les dimensions ainsi que l'arrangement des rugosités artificielles.

Ainsi, **Varun** [37] a donné un aperçu sur la géométrie de rugosités utilisées dans les échangeurs de chaleur et a présenté une sélection de ces rugosités qui sont adaptées au cas du capteur solaire à air. Il a étudié l'effet d'un grand nombre de paramètres tels que la forme et la taille des rugosités sur le régime d'écoulement de l'air.

Une revue (ou compte rendu) de la plupart des rugosités artificielles utilisées dans les capteurs solaires a été présentée par **Singh** [38]. L'auteur a également fourni une étude

comparative des performances de chaque type de rugosité, selon la géométrie et l'impact sur l'augmentation du transfert thermique convectif entre le fluide et l'absorbeur.

Et plus récemment, **Bhushan [39]** dans son article a présenté une tentative pour classer et examiner les géométries des rugosités artificielles utilisées dans les conduits des capteurs solaires à air. Des corrélations donnant le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement, mises au point par divers chercheurs pour les conduits des capteurs solaires à absorbeurs rugueux, ont également été présentées dans le document.

II-3-1 Le concept de rugosité artificielle - Etude théorique

Lorsque l'air s'écoule dans un conduit, une sous-couche visqueuse (laminaire) se constitue sur la surface des parois empêchant le transfert de chaleur vers le fluide. Pour diminuer l'épaisseur de cette sous-couche visqueuse, on augmente la vitesse d'écoulement et par conséquent on accélère le passage à la turbulence.

Les circulations secondaires du fluide favorisent un meilleur transfert de chaleur convectif. Cependant, il serait souhaitable que la turbulence n'ait lieu que dans la région de proche paroi, c'est-à-dire à l'intérieur de la sous-couche laminaire, là où le transfert de chaleur a lieu, afin de minimiser les pertes par frottement, **Bhatti [40]**. Cela est possible en gardant la hauteur de l'élément rugueux relativement faible devant les dimensions du conduit d'air. D'où la nécessité de connaître l'épaisseur de la sous-couche laminaire. On rappelle que celle-ci s'écrit : **[40]**

$$\delta_i = 5 \frac{\nu}{u_i} \quad (\text{II.1})$$

Il existe plusieurs formes géométriques des éléments rugueux: bidimensionnels ou tridimensionnels, de section circulaire, carrée ou rectangulaire. On les caractérise par leur hauteur relative (e/D) et leur espacement relatif (p/e).

La nature de l'écoulement turbulent induit par la présence des obstacles étant complexe à étudier, il est difficile de développer des modèles analytiques qui prédisent le mouvement du fluide. L'une des premières études sur les surfaces rugueuses remonte à 1950 (Nikuradse). Celui-ci a tenté de donner une approche de la distribution de la vitesse et de la température sur une surface rugueuse. On rappelle que pour une surface lisse on a, **[37]**:

$$u^+ = u \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{II.2})$$

$$y^+ = \frac{y \sqrt{\left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)}}{\nu} \quad (\text{II.3})$$

$$u^+ = y^+ \text{ Pour la sous-couche visqueuse (laminaire), pour } y^+ \leq 5 \quad (\text{II.4})$$

$$u^+ = 5 \ln y^+ + 3.5 \text{ pour la couche tampon, pour } 5 \leq y^+ \leq 30 \quad (\text{II.5})$$

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5 \text{ pour la couche turbulente, pour } y^+ > 30 \quad (\text{II.6})$$

Pour les surfaces rugueuses, les nombreuses études expérimentales ont montré que le profil de la vitesse dans la zone turbulente dépend fortement de la hauteur de la rugosité ainsi que du nombre de Reynolds. En combinant ces deux paramètres, on définit le nombre de Reynolds rugueux dont l'expression est :

$$e^+ = \frac{e}{D} \sqrt{\frac{f}{2}} \text{Re} \quad (\text{II.7})$$

On définit aussi la fonction de transfert de quantité de mouvement (momentum transfert function) par :

$$R(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2.5 \ln \left(\frac{2e}{D} \right) + 3.75 \quad (\text{II.8})$$

Par analogie, on définit pour le transfert de chaleur, la fonction de transfert de chaleur (heat transfert function) par :

$$G(e^+) = \left(\frac{f}{2St} - 1 \right) \sqrt{\frac{2}{f}} + R(e^+) \quad (\text{II.9})$$

II-3-2 Influence des rugosités sur l'écoulement du fluide

Il y a plusieurs paramètres qui caractérisent les rugosités artificielles, mais pour les échangeurs de chaleur- et le capteur solaire à air-, le type le plus adapté est la distribution régulière de rugosités, qui est décrite par sa hauteur relative (e/D) et l'espacement relatif entre les rugosités (p/e).

Les éléments rugueux ou obstacles, quelle que soit leur géométrie, influent sur le régime d'écoulement du fluide en générant des écoulements secondaires ou recirculations, qui se traduisent par deux zones de séparation de chaque côté de l'obstacle. Les tourbillons générés sont responsables de la turbulence et par conséquent de l'augmentation du transfert de chaleur ainsi que des pertes de pression.

L'effet des divers paramètres liés à la géométrie des rugosités artificielle sur les caractéristiques du transfert thermique et le facteur de frottement cités dans la littérature sont résumés dans ce qui suit :

a/ Effet du nombre de Reynolds

A mesure que le nombre de Reynolds augmente, le facteur de frottement diminue à cause de la suppression de la sous-couche visqueuse jusqu'à atteindre une valeur constante. Le nombre de Nusselt augmente régulièrement avec le nombre de Reynolds. Le nombre de Stanton est aussi fonction de ce paramètre sans dimension.

b/ Effet de l'espacement relatif (p/e)

Cet effet peut être expliqué sur la base de la séparation et le rattachement de l'écoulement. La rugosité va créer la turbulence, en produisant des régions de séparation de l'écoulement de chaque côté de la rugosité. L'écoulement sera détaché de la paroi avant d'être rattaché à la surface. L'espacement entre les rugosités va affecter le rattachement du fluide à la surface.

La figure II.2 représente un régime d'écoulement pour différentes valeurs de l'espacement relatif (p/e) lorsque la hauteur relative est fixée. L'écoulement séparé, forme une couche de cisaillement libre, et se rattache de nouveau à la paroi à une distance de 6 à 8 fois la taille de la rugosité, en aval de celle-ci. On remarque que le point de rattachement de la couche de cisaillement n'existe que pour (p/e) < 8 . Le maximum du transfert de chaleur est obtenu dans le voisinage immédiat du point de rattachement.

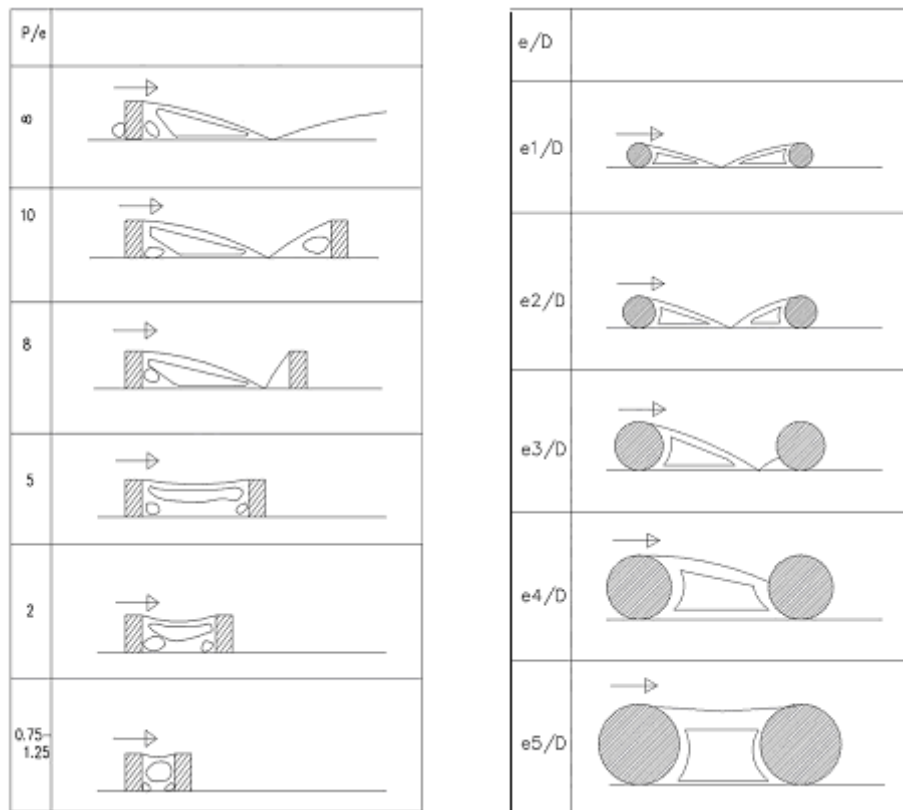


Fig. II.(2,3) Effet de l'espacement relatif et de la hauteur relative de l'écoulement autour d'une rugosité

Pour (p/e) petit, l'écoulement qui est séparé ne se rattache pas à la paroi avant qu'il n'atteigne la rugosité suivante. Pour un plus grand espacement relatif de rugosité d'environ de 10 le point de rattachement est atteint et une couche limite commence à se développer avant d'atteindre la rugosité suivante. Cependant, l'accroissement du transfert de chaleur diminue avec une augmentation de (p/e) au delà de 10. Les coefficients locaux de transfert thermique dans la région séparée de l'écoulement sont supérieurs à ceux d'une couche non perturbée, relative à une surface lisse. La contrainte de cisaillement à la paroi est nulle au point de rattachement ; le transfert thermique maximum se produit dans le voisinage de celui-ci, [21].

c/ Effet de la hauteur relative

La figure II.3 montre le régime d'écoulement en aval de la rugosité pour différentes valeurs de la hauteur relative (e/D) lorsque (p/e) est fixé. À mesure que (e/D) augmente, le facteur de frottement et le nombre de Nusselt augmentent. Aux nombre de

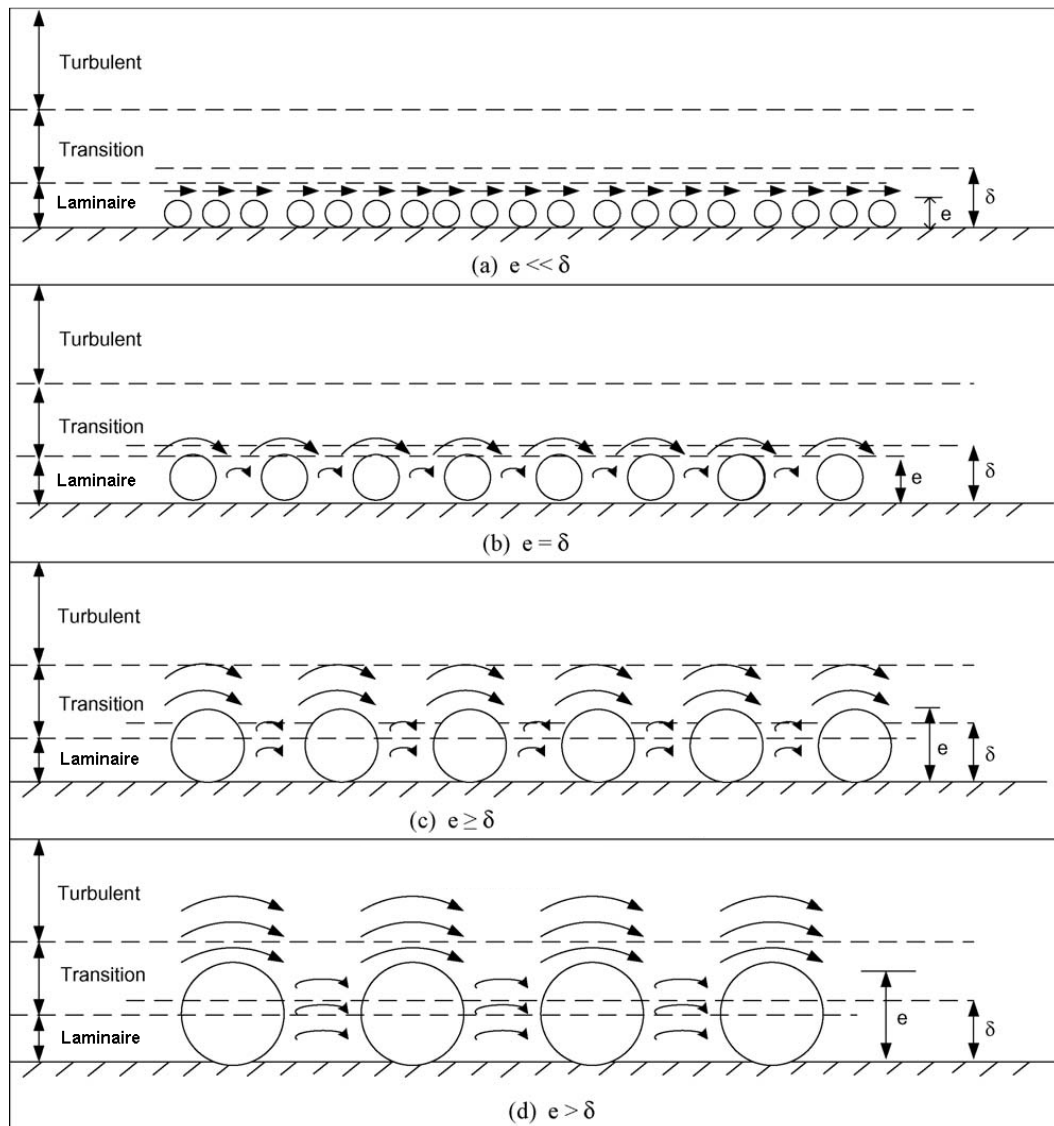


Fig. II.4 Effet de la hauteur de la rugosité sur l'épaisseur de la sous-couche visqueuse

Reynolds très bas, l'effet de (e/D) est insignifiant sur le l'accroissement du nombre de Nusselt. Si la taille de rugosité est inférieure à l'épaisseur de la sous-couche laminaire alors il n'y aura aucune augmentation dans le transfert thermique, par conséquent la taille minimale de rugosité devrait être du même ordre que l'épaisseur de la sous-couche laminaire au plus bas nombre de Reynolds de l'écoulement, (Fig. II.4), [13].

La hauteur maximale de la rugosité devrait être telle que les effets de blocage sur l'écoulement soient négligeables. On remarque de même que précédemment, le rattachement n'aura pas lieu si (e/D) diminue, ce qui induit un décroissement du

transfert convectif. De ce fait, on peut conclure en disant que le maximum de l'accroissement du transfert de chaleur a lieu en combinant de façon optimale la hauteur relative et la distance relative des rugosités.

d/ Effet de la section transversale de la rugosité

La section transversale de la rugosité a une incidence sur la région de séparation ainsi que sur le niveau de turbulence atteint par l'écoulement du fluide. Le coefficient de frottement pour les rugosités à section circulaire est plus faible en comparaison avec celui des rugosités à section rectangulaire ou carrée, en raison de la diminution de la taille de la région de séparation, [29]. Cela se traduit par une diminution des pertes inertielles et une augmentation des frottements d'où une diminution du coefficient de frottement. Avec la diminution de la région de séparation, le niveau des perturbations diminue aussi, entraînant une baisse du transfert thermique, [42]. Un autre facteur responsable de la diminution du nombre de Nusselt est la réduction de la surface d'échange convective associée aux rugosités de section transversale circulaire

e/ Effet de l'inclinaison de la rugosité

Un autre paramètre dont l'influence sur le transfert thermique est déterminante est l'inclinaison des rugosités par rapport à l'écoulement du fluide. Celle-ci donne naissance à des tourbillons secondaires contre-rotatifs responsables des fortes variations du coefficient de transfert de chaleur, (Fig.II.5). Ces tourbillons se déplacent le long des côtes (nervures) pour rejoindre le courant principal. Cela se traduit par un accroissement du transfert de chaleur au niveau des extrémités supérieures (bord d'attaque) et un faible transfert au niveau des extrémités inférieures (bord de fuite), [43].

Lorsque l'angle d'attaque diminue, le facteur de frottement décroît rapidement ; cependant, cela est suivi d'une légère diminution du nombre de Nusselt. Le transfert thermique et le facteur de frottement approchent ceux de la paroi lisse si l'angle continue à diminuer.

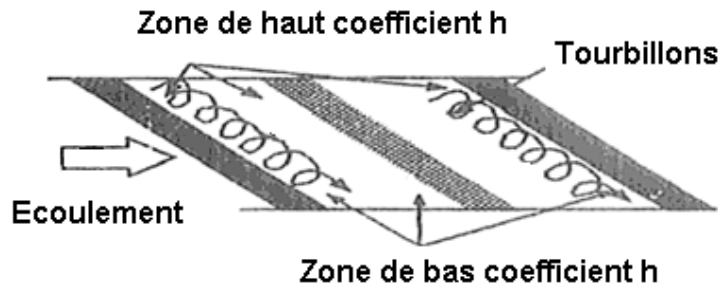


Fig.II.5 Effet de l'inclinaison des rugosités [41]

f/ Effet de la largeur et de la position des « vides » (gaps) dans les rugosités continues et inclinées

En introduisant des « vides » entre les lignes de rugosités continues, les tourbillons secondaires générés le long des rugosités rejoignent l'écoulement principal et l'accélèrent ce qui active l'écoulement et accroît le transfert thermique.[44]

La position du vide par rapport aux bords d'attaque et de fuite a un effet considérable sur le niveau de transfert de chaleur. Lorsque le vide est positionné près du bord de fuite, il contribue à la dynamisation du flux principal par les flux secondaires à travers la fente, ce qui fait augmenter le taux de transfert de chaleur ,(Fig. II.6).

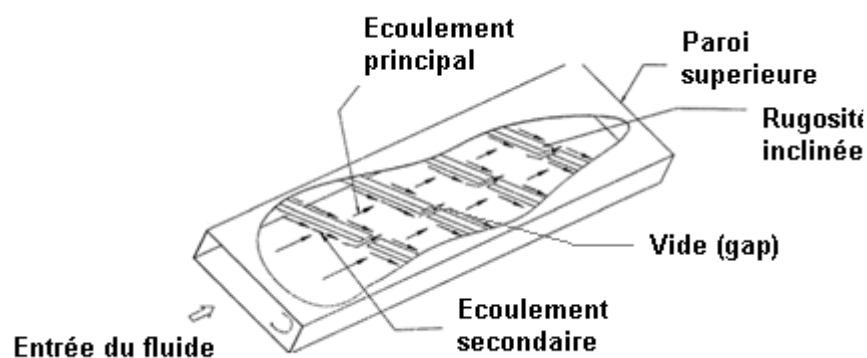


Fig.II.6 Effet de la largeur et la position des vides dans les rugosités inclinées [44]

g/ Effet des rugosités de forme V

L'utilisation des rugosités artificielles de forme V afin d'augmenter le transfert de chaleur, résulte des observations expérimentales qui ont montré la création de deux tourbillons secondaires de l'écoulement au lieu d'un seul comme dans le cas de rugosités inclinées droite. La forme V de la rugosité contribue à la formation de deux bords d'attaque, sièges du maximum de transfert de chaleur et un seul bord de fuite où le transfert est minimum, (Fig.II.7).

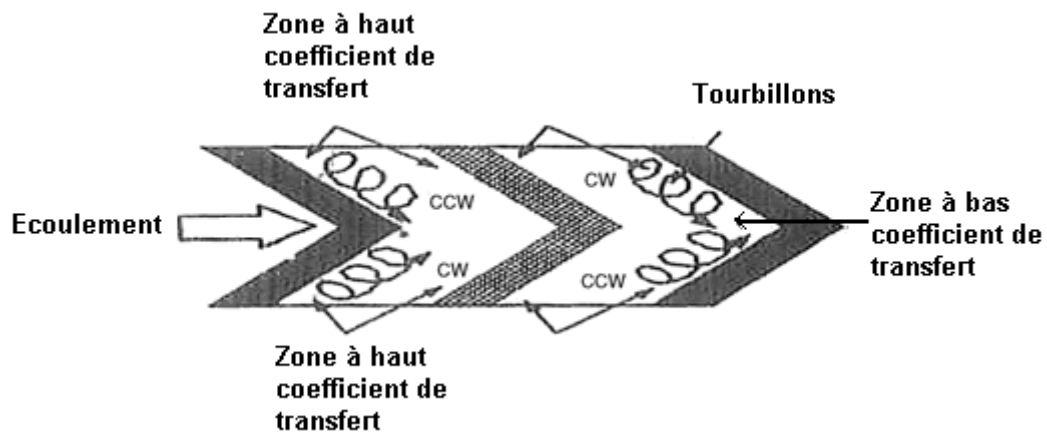


Fig.II.7 Effet des rugosités de type V sur le transfert thermique [43]

h/. Effet du Chanfreinage de la rugosité:

Le chanfreinage de la rugosité diminue la longueur de rattachement en guidant l'écoulement, pour le rattacher à la paroi. La diminution de la longueur de rattachement permet de disposer les rugosités plus proches les unes des autres. Le chanfreinage de la rugosité augmente également les vortex produits au dessus de la rugosité, ce qui augmente la turbulence.

L'angle de chanfreinage optimal d'un point de vue thermo-hydraulique est de 15 à 18°, comme il a été rapporté dans la littérature. Pour une valeur plus élevée de l'angle de chanfrein, l'écoulement est séparé de la surface supérieure de la rugosité et génère une couche limite qui diminue le transfert thermique. Le facteur de frottement augmente aussi en raison de la création des vortex.

II-4 L'UTILISATION DES RUGOSITES DANS LES CAPTEURS SOLAIRES A AIR

A la différence des échangeurs de chaleur, l'utilisation des rugosités artificielles dans les capteurs solaires à air se fait sur une seule paroi à savoir l'absorbeur, qui reçoit le rayonnement solaire et qui a pour fonction de transmettre ce rayonnement sous forme de chaleur au fluide caloporteur (air).

De ce fait les capteurs solaires à air sont représentés par des conduites à section rectangulaire dont une seule paroi est munie de rugosités, les autres étant lisses. De plus les nombres de Reynolds qui caractérisent l'écoulement de l'air dans les capteurs solaires à air sont nettement inférieurs que ceux des échangeurs de chaleur.

Plusieurs études ont eu pour but l'introduction des rugosités artificielles, habituellement utilisés dans les échangeurs de chaleur, dans les capteurs solaires à air, en tenant compte des spécificités de ceux-ci. Ces études ont pour objectif de mettre en évidence l'impact de l'introduction de ces rugosités sur l'accroissement du transfert de chaleur ainsi que le facteur de frottement.

De nombreuses corrélations basées sur des études expérimentales ont été développées. Ces corrélations concernent le coefficient de transfert de chaleur, le nombre de Nusselt, ainsi que le facteur de frottement pour chaque type de rugosités.

II-4-1 Rugosités transversales continues

a/ Section circulaire

Parmi les études sur les rugosités artificielles de section circulaires, on peut citer celle de **Prasad et Mullick [45]**. Dans leur article, les auteurs ont étudié l'effet des rugosités circulaires en fil métallique (en forme de saillie), sur le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement d'un capteur solaire à air, (Fig.II.8). Le diamètre des rugosités est de 1mm et le capteur solaire a été testé en régime turbulent pour plusieurs valeurs du débit massique. Il a été constaté que ces rugosités ont pour effet d'améliorer le coefficient de transfert de chaleur de plus de 14 %.

D'autre part, **Prasad et Saini [46,47]** se sont intéressés à l'effet de la hauteur relative ainsi que l'espacement relatif des rugosités sur le transfert de chaleur et le facteur de frottement. Ils ont observé que le maximum du transfert de chaleur a lieu dans le proche voisinage des points de rattachement de l'écoulement. De plus, la performance thermo-hydraulique optimale est obtenue lorsque la hauteur des rugosités est légèrement supérieure à l'épaisseur de la sous-couche visqueuse (de transition). Pour une hauteur

relative (e/D) de 0.33 et un espacement relatif (p/e) de 10, le maximum du transfert de chaleur est atteint, avec un nombre de Nusselt et un facteur de frottement respectivement de 2.38 et 4.25 fois ceux d'un capteur solaire plan non rugueux.

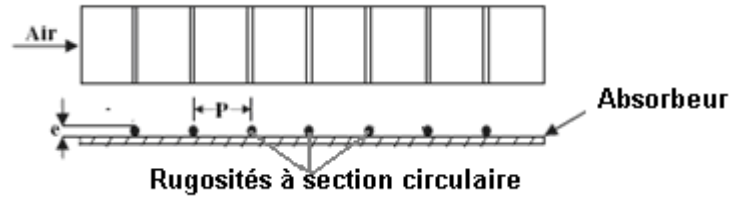


Fig.II.8 Absorbeur muni de rugosités transversales de section circulaire. [45]

b/ section rectangulaire

Karwa [48] a présenté les résultats d'une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et le facteur de frottement dans un conduit rectangulaire. Une des parois est munie de rugosités de section rectangulaire, les autres sont lisses. Le conduit possède un facteur d'aspect (W/H) qui varie entre 7.19 et 7.75, la hauteur relative des rugosités (e/D) varie entre 0.0467 et 0.050. L'espacement relatif entre les rugosités est égal à 10.

Les expérimentations ont été menées pour des nombres de Reynolds variant entre 2800 et 15000. Les résultats obtenus montrent un accroissement du nombre de Stanton de l'ordre de 65 à 90 %, alors que le facteur de frottement atteint 2.68 à 2.94 fois celui d'un conduit non rugueux.

II-4-2 Rugosités transversales discontinues

Sahu et Bhagoria [49] ont étudié l'effet des rugosités discontinues sur la performance thermique d'un capteur solaire à air. Les rugosités ont une hauteur (e) égale à 1.5 millimètre, un facteur d'aspect (W/H) de 8, un espacement (p) variant de 10 à 30 millimètres. Les expérimentations ont été menées pour les nombres de Reynolds dans la gamme de 3000 –12.000,(Fig. II.9). La présence des rugosités a augmenté le coefficient de transfert thermique de 1.25 à 1.4 fois par rapport à un capteur solaire dont l'absorbeur est lisse, dans les conditions de fonctionnement semblables. Pour la valeur de l'espacement des rugosités (p) égal à 20 mm, on a obtenu la valeur maximale du nombre de Nusselt. En se basant sur les résultats expérimentaux, l'efficacité thermique du capteur solaire à air a été estimée à 51 –83.5 % selon les conditions de fonctionnement.

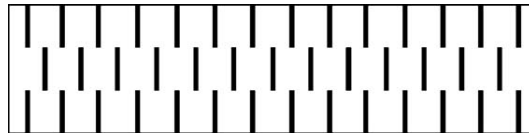


Fig.II.9 Rugosités transversales discontinues [49]

II-4-3 Rugosités inclinées continues

a/ rugosités inclinées de section circulaire

Gupta et al [50] ont étudié expérimentalement l'effet de la hauteur relative de rugosité (e/D), de l'angle d'inclinaison des rugosités par rapport à l'écoulement ainsi que celui du nombre de Reynolds, sur la performance thermohydraulique d'un capteur solaire à air pour un régime d'écoulement de transition ($5 < e+ < 70$), (Fig.II.10).

On a observé qu'avec l'augmentation de la hauteur relative de rugosité (e/D), la valeur du nombre de Reynolds correspondant au maximum de l'efficacité effective du capteur diminue. L'efficacité effective augmente également avec l'augmentation de l'insolation. Pour le capteur solaire à air, on a enregistré que le maximum du transfert thermique et le facteur de frottement est respectivement de 1.8 et 2.7 fois ceux d'un capteur non rugueux, correspondant à des angles d'attaques de 60° et de 70° respectivement.

La meilleure performance thermohydraulique a été enregistrée avec $e/D= 0.023$ pour $Re= 14000$.

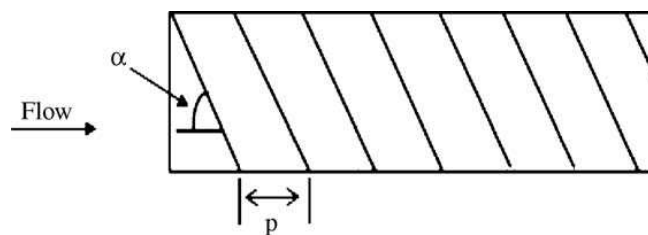


Fig. II.10 Rugosités inclinées continues [50]

b/ Rugosités inclinées de section rectangulaire

Karwa [48] a étudié expérimentalement l'effet des rugosités de section rectangulaire inclinées de 60° , sur le facteur de transfert thermique et le facteur de frottement. L'étude a été menée pour des conduits d'air dont le rapport d'aspect (W/H) varie de 7.19 à 7.75. La hauteur relative (e/D) des rugosités varie entre 0.0467 et 0.050 et leur espacement relatif (p/e) étant égal à 10. L'installation a fonctionné pour des nombres de

Reynolds variant entre 2800 et 15.000. On a enregistré un accroissement du nombre de Stanton de 22 à 32% et pour un facteur de frottement variant de 1.12 à 1.16 fois celui d'un conduit lisse.

II-4-4 Rugosités inclinées discontinues

Aharwal et al [44] ont étudié expérimentalement l'effet de la largeur et de la position de « vides » dans les rugosités inclinées à section carrée sur les caractéristiques de transfert thermique et le facteur de frottement d'un conduit rectangulaire, (Fig. II.11).

Le conduit présente un facteur d'aspect (W/H) de 5.84, les rugosités ont une hauteur relative (e/D) de 0.0377, un espacement relatif (p/e) de 10. Les rugosités ont un angle d'attaque (α) de 60° . La largeur relative des espaces (vides) (g/e) varie entre 0.5 et 2 et leur position relative (d/W) varie entre 0.1667 et 0.667, pour un nombre de Reynolds de 3000 –18.000.

Les résultats ont mis en évidence un accroissement du transfert thermique dans la gamme de 1.71 –2.59 fois pour les rugosités inclinées, et de 1.48 à 2.26 fois pour les rugosités inclinées discontinues par rapport à un conduit lisse, dans des conditions de fonctionnement semblables. Les valeurs maximales du transfert thermique, du rapport de facteur de frottement (f/f_s) et du paramètre thermo hydraulique ont été obtenues pour la largeur d'espace (g/e) =1, et (d/W)=0.25 dans la gamme des paramètres étudiés.

Le système de Vélocimétrie d'Image de Particules (PIV) a été employé pour visualiser les effets de l'angle d'inclinaison des rugosités sur le comportement de l'écoulement. Sur la base des résultats expérimentaux, des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont été développées.

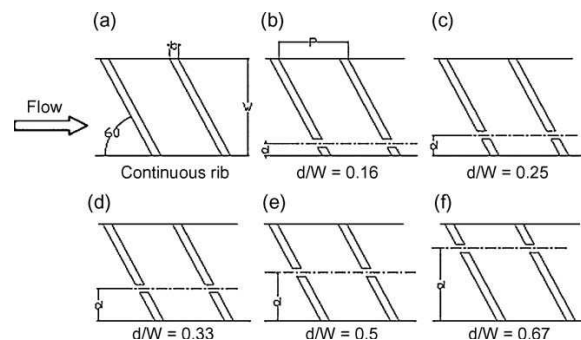


Fig. II.11 Rugosités inclinées discontinues [44]

II-4-5 Grille de métal étirée

Saini [51] a réalisé une étude expérimentale pour déterminer l'effet d'un treillis métallique absorbeur en forme de grille de métal étiré sur l'augmentation du transfert de chaleur et le facteur de frottement d'un capteur solaire à air, (Fig.II.12).

L'étude a porté sur des grilles dont la hauteur relative des rugosités (e/D) est dans la gamme de 0.12- 0,039 pour des nombres de Reynolds (Re) variant de 1900 à 13000.

Il a été rapporté que le transfert de chaleur maximum, de l'ordre 4 fois celui du conduit lisse a été obtenu pour des grilles dont l'angle d'attaque est de 61,9. La valeur maximale du facteur de friction a été enregistrée pour un angle d'attaque de 72°. Des corrélations donnant le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

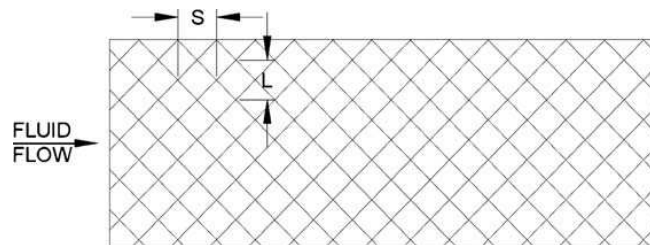


Fig.II.12 Absorbeur de type grille de métal étiré. [51]

II-4-6 Rugosités en forme de V

a/ Rugosités continues

Momin et al. [52] ont étudié expérimentalement l'effet des paramètres géométriques des Rugosités en forme de V, sur le transfert de chaleur et sur les caractéristiques de l'écoulement du fluide dans le conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air, (Fig.II.13). L'expérimentation a été menée pour un nombre de Reynolds (Re) dans la gamme de 2500-18000, la hauteur relative de la rugosité (e/D) varie de 0.02 à 0.034.

L'angle d'attaque de l'écoulement varie de 30 à 90° pour un espacement relatif de la rugosité fixe (P/e) égal 10.

Les résultats ont montré une élévation du nombre de Nusselt inférieure à celle du facteur de frottement lorsque le nombre de Reynolds augmente.

Les valeurs maximales du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement pour un angle d'attaque égal à 60°, ont atteint 2,30 et 2,83 fois respectivement celles de la conduite lisse. Il a été observé que pour (e/D)= 0,034 et un angle d'attaque de 60°, le nombre de Nusselt augmente de 1,14 et 2,30 fois par rapport à celui d'un conduit à

rugosités inclinés et un conduit lisse respectivement. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

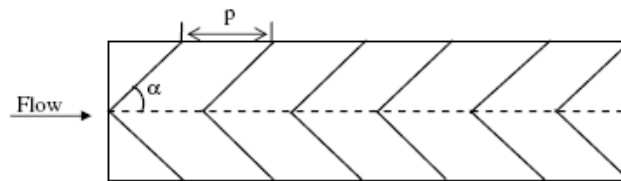


Fig. II.13 Rugosités en forme de V [52]

b/ Rugosités discontinues

Karwa [48] a réalisé une étude expérimentale comparative du transfert de chaleur et du facteur de frottement dans une conduite rectangulaire avec rugosités disposées en V selon plusieurs configurations : continues, discrètes, dont le sommet du V est dans le sens de l'écoulement (V-Down) et celle dont le sommet est dans le sens inverse de l'écoulement (V-up), (Fig.II.14).

L'étude a été réalisée pour plusieurs conduits dont le facteur d'aspect (W/H) varie de 7,19 à 7,75. Les rugosités ont une distance relative $(p/e) = 10$, leur hauteur relative (e/D) varie dans la gamme 0.0467-0.050 et le nombre de Reynolds (Re) dans la gamme de 2800-15,000. L'augmentation du nombre de Stanton par rapport à celui d'un conduit lisse est de 110-147%, 93-134% et 102-142% respectivement pour des rugosités inclinées, (v-up en continu, v-down continue, v-up discrets et v-down discrets). De même les ratios du facteur de frottement correspondant à ces arrangements sont de 3.40 à 3.92, 3.32 à 3.65, 2.35 à 2.47 2.46 à 2,58 respectivement. Il a été constaté que la performance des rugosités v-down est meilleure que celle de v-up, ce qui est en accord avec les résultats de **Muluwork et al. [53]**.

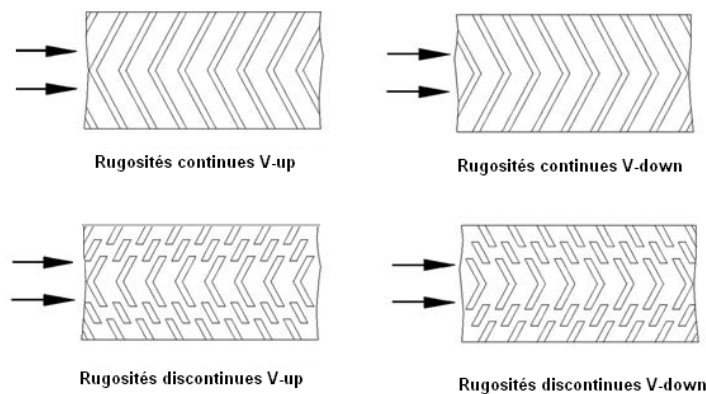


Fig.II.14 Les différentes configurations en forme de V utilisées

III-4-7 Rugosités chanfreinés

Karwa et al [54] ont présenté les résultats d'une étude expérimentale sur le transfert de la chaleur et sur le facteur de frottement dans un conduit à section rectangulaire dont l'une des parois est munie de rugosités cannelées, (Fig.II.15).

Le conduit a un facteur d'aspect (W/H) de la gamme des 4.8–12 et l'angle varie de 15 à 18°. Les résultats ont montré que le nombre de Stanton a doublé et le facteur de frottement a triplé en comparaison avec un conduit à parois lisses, pour l'éventail des paramètres étudiés. le maximum du transfert de chaleur ainsi que du facteur de frottement a lieu pour un angle ($\alpha=15$).

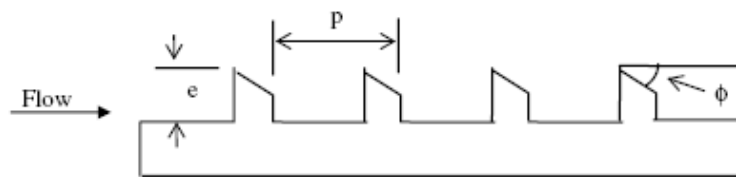


Fig. II.15 Rugosités chanfreinées [54]

II-4-8 Rugosités cannelées

Bhagoria et al. [55] ont présenté les résultats de l'étude d'un capteur solaire à air, de section rectangulaire dont l'une des parois est munie de rugosités en dents de scie (Fig. II.16), pour des nombres de Reynolds de 3000 à18.000.

Les paramètres géométriques des rugosités sont les suivants : la hauteur relative (e/D) varie entre 0.015 et 0,033et et ils sont inclinés d'un angle entre 8 et 15°. Les auteurs ont observé un accroissement du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement de l'ordre de 2,4 et 5,3 fois respectivement par rapport un conduit lisse.

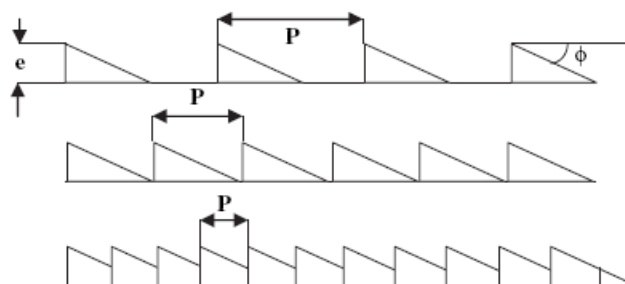


Fig.II.16 Rugosités cannelées (en dents de scie)

II-4-9. Rugosités sous forme de rainures

La formation de saillie sur la surface de l'absorbeur est également considérée comme un moyen simple et économique pour créer la rugosité artificielle. C'est le sujet de beaucoup d'études expérimentales récentes. L'utilisation de la rugosité en forme de saillie augmente le transfert thermique au niveau de la surface, comparé à celui d'une paroi lisse mais aussi par rapport à d'autres types de géométries des rugosités. D'autre part, la chute de pression ou la perte de frottement n'augmente pas aussi sensiblement en comparaison aux autres types de rugosités.

Saini et Verma [56] ont étudié les caractéristiques du transfert thermique et du frottement des rugosités artificielles en forme de saillie (Fig.II.17), pour les nombres de Reynolds 2000 –12.000. La gamme de la hauteur relative des rugosités (e/D) et de l'espacement relatif (p/e) sont de 0.018 –0.037 et 8 –12 respectivement. Les auteurs ont rapporté que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont augmenté de 1.8 et 1.4 fois respectivement par rapport au conduit lisse.

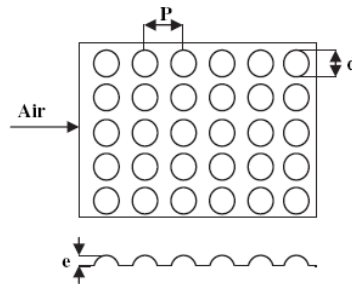


Fig.II.17 Utilisation des rugosités en forme de rainures [56]

II-4-10 Utilisation de plusieurs types de rugosité combinées

a/ Rugosités transversales et inclinées

Varun [57] a réalisé une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et le facteur de frottement en utilisant une combinaison de rugosités inclinées et transversales sur la plaque de l'absorbeur d'un capteur solaire à air, pour un nombre de Reynolds (Re) allant de 2000 à 14.000, (Fig.II.18). La distance relative entre les rugosités (P/e) varie entre 3 et 8, la hauteur relative (e/D) est égale à 0,030, le facteur d'aspect du conduit d'air (W/H) est égal à 10 et la hauteur de rugosité (e) est égale à 1,6 mm. La meilleure performance thermique a été observée pour la valeur (P/e)= 8. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

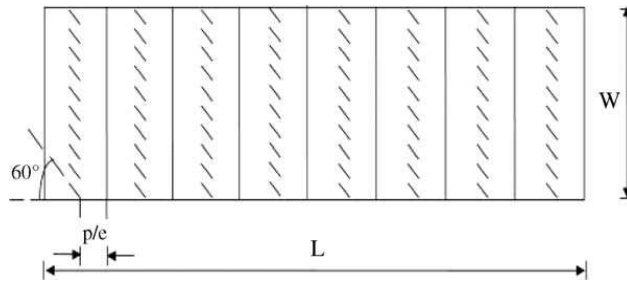


Fig.II.18 Utilisation de rugosités transversales et inclinées [57]

b/ Utilisation de rugosités de type cannelure

Les cannelures, lorsqu'elles sont situées dans l'espace entre les rugosités et plus près du point de rattachement de la surface de transfert thermique induisent des vortex dans la cannelure et autour de celle-ci. Ces vortex augmentent l'intensité de la turbulence. L'espacement relatif optimum dans ce cas est inférieur à celui d'une surface rugueuse. L'espacement relatif optimal rugosité-cannelure (g/p) est d'environ 0.4.

Layek et al. [58] ont réalisé une étude expérimentale sur l'effet de la combinaison de deux types de rugosités sur le transfert de chaleur et sur le facteur de frottement de l'absorbeur d'un capteur solaire à air. Quatre distances relatives de rugosités combinées (g/P) 0,3, 0,4, 0,5 et 0,6 ont été étudiées pour une valeur fixe de la hauteur relative (e/D), la distance relative (P/e) varie entre 0,03 et 10, (Fig.II.19).

Il a été constaté que pour les valeurs de (P/e) = 10 , (g/P) = 0,4 il y'a augmentation de 2,42 fois le nombre de Nusselt et de 2,6 fois le facteur de frottement, pour la gamme entière des nombres de Reynolds utilisés. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées.

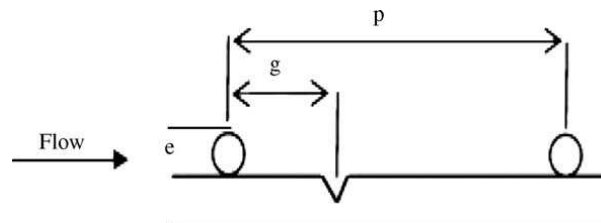


Fig.II.19 Combinaison de deux types de rugosités

II-5 CONCLUSION

Les rugosités artificielles utilisées dans les capteurs solaires sont nombreuses, présentent différentes géométries, formes, tailles, et sont produites selon divers arrangements et orientations. Les différents types de géométries de rugosité rapportés dans la littérature, peuvent être divisés en deux principales catégories :

- Rugosités fixées (transversales, inclinées, ou en forme V).
- Formation de rugosité par un processus d'usinage (rugosités chanfreinés, grille de métal étendue, rainures...etc.).

Dans les rugosités transversales fixées, la pénalité du frottement est presque deux fois supérieure à l'accroissement du transfert thermique. La meilleure performance étant enregistrée pour les rugosités à section rectangulaires devant celles à section carrée ou circulaires, [18,24]. Pour les rugosités inclinées et en forme de V, l'augmentation du facteur de frottement est égale ou légèrement supérieur à l'augmentation du nombre de Nusselt, excepté pour les rugosités en forme d'arc.

Pour les rugosités usinées, on observe que la pénalité de frottement est approximativement triple et l'accroissement du nombre de Nusselt est double, excepté pour la combinaison chanfreinée de rugosité-cannelure où la pénalité de frottement et le perfectionnement de transfert thermique sont presque égaux.

Cependant, Il a été observé que la génération de la rugosité artificielle sur la surface de l'absorbeur, est une tâche difficile et peut ne pas être économiquement faisable pour la production à grande échelle. Une géométrie appropriée de l'élément de rugosité sur la surface de l'absorbeur d'un capteur solaire à air, doit être choisie de façon à être facilement disponible et dont le processus de fixation ou de génération soit facile et peu coûteux, tout en assurant un accroissement substantiel dans le coefficient de transfert thermique pour une pénalité de frottement raisonnable.

Sur la base de cette recherche bibliographique, notre choix s'est porté sur l'étude de l'influence des rugosités transversales à sections rectangulaires et carrées (à titre comparatif) car elles présentent les meilleures performances et sont simples à produire par fixation.

Chapitre III

MODELISATION MATHÉMATIQUE

III-1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons le modèle mathématique utilisé pour approcher le cas du capteur solaire à air. Ce modèle est basé sur les équations de chaleur et de mouvement qui caractérisent les écoulements de fluide dans les conduites à section rectangulaire, en régime laminaire ou turbulent. En effet ce type d'écoulement se rencontre dans plusieurs applications industrielles telles que les échangeurs de chaleur, les réacteurs nucléaires ainsi que les capteurs solaires qui sont l'objet de notre étude. Les équations générales pour le régime d'écoulement turbulent sont présentées, accompagnées des hypothèses simplificatrices retenues.

III-2 CONFIGURATION GEOMETRIQUE ETUDIEE

Afin d'approcher le cas du capteur solaire à air, nous avons choisi la configuration suivante : Il s'agit d'un canal de section rectangulaire dont la paroi inférieure qui représente l'absorbeur est soumise à un flux de chaleur uniforme. L'absorbeur est muni de rugosités artificielles de différentes géométries (carrées, ou rectangulaires), (Fig.III.1). Les rugosités ont une hauteur « e » et sont espacées d'une « p », (Fig.III.2).

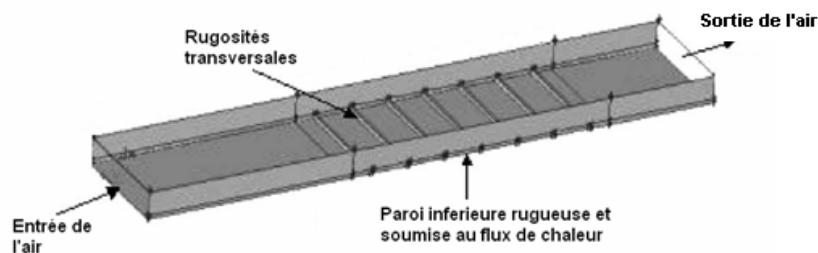


Fig.III.1 Schéma représentatif du conduit d'air sans couverture

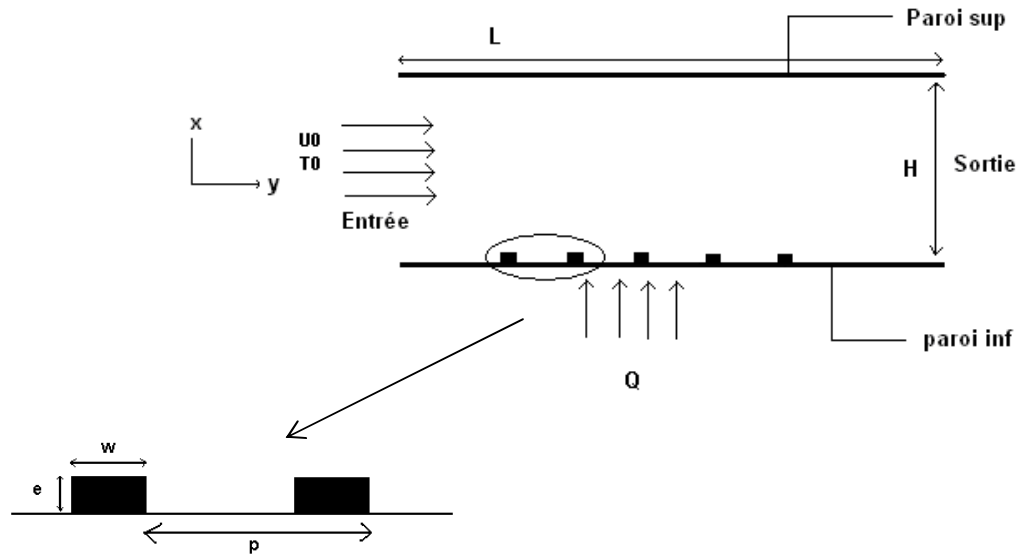


Fig.III.2 Configuration géométrique étudiée

III-3 FORMULATION MATHÉMATIQUE GÉNÉRALE

Considérons l'écoulement d'un fluide incompressible dans un conduit de longueur L , de hauteur H , de section rectangulaire, avec un profil de vitesse uniforme. L'écoulement d'un fluide avec transfert de chaleur dans un conduit doit satisfaire aux trois équations de conservations : masse, quantité de mouvement et énergie. Celles-ci s'écrivent, dans le cas non-stationnaire, pour un fluide incompressible :

L'équation de continuité

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.1})$$

L'équation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 u_i \quad (\text{III.2})$$

L'équation de l'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = a \nabla^2 T \quad (\text{III.3})$$

Avec

$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

III-3-1 Hypothèses Simplificatrices

Compte tenu de la difficulté de la résolution des équations citées précédemment, analytiquement ou même numériquement, nous sommes tenus de simplifier le problème en posant certaines hypothèses :

- le régime d'écoulement est considéré comme stationnaire
- L'écoulement est bidimensionnel, en raison du large rapport d'aspect (largeur/hauteur) des géométries considérées.
- L'écoulement est monophasique, ses propriétés thermophysiques sont constantes et indépendantes de la température.
- Le potentiel des forces extérieures se résume au terme de force de gravité (négligé dans le cas d'un canal horizontal à cause de la faible masse volumique du fluide).
- L'air circule en convection forcée

Compte tenu des hypothèses simplificatrices citées ci-dessus, les équations citées précédemment s'écrivent:

a/ L'équation de continuité

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.4})$$

b/ L'équation de quantité de mouvement

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right) \quad (\text{III.5})$$

c/ L'équation de l'énergie :

$$u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \right) \quad (\text{III.-6})$$

Avec

$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

III-4 ECOULEMENT EN REGIME TURBULENT

L'étude de la turbulence est une science interdisciplinaire à large domaine d'application qui a vu le jour à partir des premiers travaux de Reynolds. Les phénomènes de turbulence s'observent à titre d'exemple dans la fumée d'une cigarette, le jet d'eau coulant d'un robinet, les rafales de vent, le développement de couche limite le long d'une coque de navire, les tourbillons de bout d'aile,...etc. Dans le cas d'un régime turbulent, il apparaît des variations temporelles et spatiales aléatoires de la vitesse, pression et température. Pour décrire le problème de la turbulence, il existe trois grandes techniques, **Regard [59]**:

III-4-1 La simulation numérique directe (DNS)

Dans cette méthode on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques. Aucune modélisation de la turbulence n'est effectuée, on résout toutes les quantités physiques. Elle exige des moyens de calculs énormes. Ce type de simulation est donc réservé à des écoulements académiques à nombre de Reynolds <1000 , pour servir d'expérience numérique souvent utilisée pour valider les autres modèles de turbulence.

III-4-2 La simulation des grandes échelles (LES)

Cette approche est apparue dans les années 1970, elle permet la simulation des grandes échelles (LES pour Large Eddy Simulation) mais ne résout que les échelles de l'écoulement supérieures à une taille de coupure donnée.

Au dessous de cette taille, on suppose que la turbulence est isotrope et que les tourbillons peuvent être modélisés par une viscosité turbulente supplémentaire. A l'heure actuelle il est possible d'effectuer des calculs relativement réalistes à des nombres de Reynolds entre 1000 et 50000 environ, **Doris [60]**. En pratique on considère que toutes les échelles qui ont une taille inférieure à la taille locale de la maille sont modélisées. Ainsi, on appelle ce modèle de turbulence le modèle "de sous-maille". Le nombre de modèles de sous-maille développés depuis les années 70 est très important. Chaque modèle a été développé et validé pour une classe d'écoulement donnée, avec des caractéristiques différentes en termes de coût de calcul, de robustesse, de précision, de représentation physique des phénomènes, et d'universalité (précision sur plusieurs types d'écoulement).

III-4-3 La méthode statistique (RANS)

Cette approche consiste à simuler l'écoulement moyen dans le temps. Toutes les fluctuations sont altérées et on modélise ces fluctuations par l'action d'une viscosité turbulente. Les deux types de moyenne possible sont les suivantes :

- La moyenne d'ensemble : on effectue N fois la même expérience (c'est-à-dire le même écoulement dans la même soufflerie), et on moyenne les données obtenues.
- La moyenne temporelle : on effectue une expérience pendant un temps très long et on moyenne les données obtenues. Si le temps de moyenne est suffisamment long, les moyennes temporelles sont indépendantes du temps.

En revanche, si le temps de moyenne est court (pas de temps petit devant le phénomène principal), les moyennes temporelles restent dépendantes du temps. Les moyennes d'ensemble peuvent également être dépendantes du temps, par exemple pour un écoulement à une fréquence principale périodique. Lorsque les moyennes d'ensemble et les moyennes temporelles sont indépendantes du temps et égales, on dit que le processus est "statistiquement stationnaire" [59, 60].

Le principe de cette méthode est basé sur l'introduction de la décomposition de Reynolds, dans les équations de Navier Stokes, qui consiste à écrire pour toute variable scalaire :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{III.7})$$

Pour la vitesse, on écrit :

$$u = \bar{u} + u' \quad (\text{III.8})$$

Où \bar{u} représente la vitesse moyenne (qui sera notée simplement u dans ce qui suit), et u' la vitesse fluctuante.

En substituant les relations (III.7) et (III.8) dans les équations de Navier Stokes, on obtient, pour un fluide incompressible en notation tensorielle, [60]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i) = 0 \quad (\text{III.9})$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (\text{III.10})$$

avec x_i , coordonnées cartésiennes ($x_i \equiv x, y$),

u_i , composante de la vitesse suivant la direction x_i ,

μ est le coefficient de viscosité dynamique.

Ces équations sont appelées équations moyennées de Navier Stokes ou RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes).

Le terme $(-\overline{\rho u'_i u'_j})$ représente le tenseur des contraintes de Reynolds et doit être correctement modélisé pour fermer les équations. Pour cela on utilise **l'hypothèse de Boussinesq** : on suppose que le tenseur des contraintes de Reynolds a la même forme qu'un tenseur des contraintes visqueuses, c'est-à-dire que l'écoulement turbulent se comporte comme un fluide de viscosité μ_t :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{III.11})$$

où $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$ représente l'énergie cinétique turbulente et δ_{ij} est le symbole de Kronecker

L'expression de μ_t dépend du modèle de fermeture utilisé.

III-5 LES MODELES DE FERMETURE IMPLEMENTES DANS LE CODE FLUENT

Parmi les modèles de fermeture implémentés dans le code de calcul Fluent, nous avons

- Le modèle de fermeture à une seule équation : on écrit une équation supplémentaire pour k . (modèle Spalart-Allmaras)
- Les modèles de fermeture à deux équations : on écrit deux équations supplémentaires pour k et ε , ou k et ω . Le modèle à deux équations est le plus répandu et c'est celui que nous avons adopté dans la suite de notre travail.

III-5-1 Le modèle k - ε

C'est le modèle à deux équations le plus utilisé, il existe sous trois variantes : Standard, RNG et Réalisable. Les trois modèles ont les mêmes équations de transport pour k et ε avec cependant quelques différences dans :

- La méthode de calcul de la viscosité turbulente
- Les nombres de Prandtl turbulents régissant la diffusion turbulente de k et ε
- les termes de génération et de destruction dans l'équation de ε

Les équations de transport, les méthodes de calcul de la viscosité turbulente ainsi que les constantes du modèle sont présentées séparément pour chaque modèle, [59].

III-5-1-1 Le modèle k-ε Standard

C'est le modèle de turbulence le plus utilisé. Ses principaux atouts sont sa robustesse, sa précision et relativement son faible coût en temps de calcul. Il est adapté à la modélisation des écoulements compressibles, de la combustion et de la plupart des applications industrielles. Son inconvénient réside dans le fait que l'équation du taux de dissipation ε contient un terme qui ne peut pas être calculé près de la paroi, d'où la nécessité de recourir à des lois de paroi.

Dans ce modèle, l'énergie cinétique turbulente ainsi que le taux de dissipation sont obtenus à partir des équations suivantes, [61] :

a) Equation pour k

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (\text{III.12})$$

b) Equation pour ε

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{III.13})$$

avec

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{III.14})$$

qui représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne. En utilisant l'hypothèse de Boussinesq,

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (\text{III.15})$$

où $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ S est le module du tenseur des vitesses de déformation avec :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right\}$$

G_b représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux forces de pesanteur.

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, and $C_{3\varepsilon}$ sont des constantes,

σ_k et σ_ε sont les nombres de Prandtl turbulent pour k et ε respectivement,

La viscosité turbulente est définie par la relation :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.16})$$

Les constantes de ce modèle ont les valeurs suivantes:

$$C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92, C_\mu=0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$$

III-5-1-2 Le modèle k-ε RNG (Renormalization Group Theory)

Le modèle de turbulence K-ε RNG est dérivé des équations de Navier-Stokes, en utilisant une technique mathématique appelée méthode de normalisation (Renormalization Group Theory). Ce modèle est similaire au modèle k-ε Standard, mais il comporte des fonctions additionnelles dans les équations de transport pour k et ε, [60]:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (ku_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (\text{III.17})$$

$$\rho \frac{\partial (\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (\text{III.18})$$

Les termes G_k , G_b , sont identiques à ceux définis précédemment pour k-ε standard. Le terme R_ε est le terme additionnel propre au modèle RNG :

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \eta^3 \cdot (1 - \eta/\eta_0) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (\text{III.19})$$

avec $\eta = (2s_{ij}s_{ij})^{1/2} k/\varepsilon$, $\beta = 0.012$ et $\eta_0 = 4.38$.

σ_k et σ_ε sont les inverses des nombres de Prandtl effectif pour k et ε respectivement.

Les constantes de ce modèle dans le code FLUENT sont :

$$C_\mu = 0.0845 ; \sigma_k = 1.393 ; \sigma_\varepsilon = 1.393 ; C_{\varepsilon 1} = 1.42 \text{ et } C_{\varepsilon 2} = 1.68$$

III-5-1-3 Le modèle k-ε RZ (Realizable)

Ce modèle diffère des autres par une nouvelle formulation de la viscosité turbulente et du taux de dissipation ε qui satisfont certaines conditions mathématiques en accord avec la physique des écoulements turbulents. Les équations de k et ε s'écrivent, [61]:

$$\rho \frac{\partial(ku_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (\text{III.20})$$

$$\rho \frac{\partial(\varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon 3} G_b + S_\varepsilon \quad (\text{III.21})$$

avec

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{et} \quad S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (\text{III.22})$$

L'équation de l'énergie pour tous les modèles k-ε :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right) \quad (\text{III.23})$$

E représente l'énergie totale, k_{eff} est la conductivité thermique effective,

$(\tau_{ij})_{eff}$ est le tenseur de contraintes déviatorique, il est défini par :

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{III.24})$$

Pour les modèles Standard et Realizable, la conductivité thermique effective est donnée par :

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (\text{III.25})$$

Pour le modèle RNG, elle s'écrit :

$$k_{eff} = \alpha c_p \mu_{eff} \quad (\text{III.26})$$

III-5-1-4 Modélisation de la région de proche paroi

Les modèles de turbulence k-ε cités plus haut ne sont applicables que dans des régions de turbulence pleinement développées et loin des couches limites. Un traitement spécial est donc nécessaire dans la région de proche paroi, où la viscosité moléculaire domine. La couche limite près d'une paroi solide est composée de trois sous couches, **Schlichting** [62] :

1. La sous couche visqueuse où l'effet de viscosité est dominant ; les contraintes tangentielles s'expriment par :

$$\tau_w = -\mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{III.27})$$

2. Une couche (tampon) de transition où les contraintes visqueuses et turbulentes sont de même ordre de grandeur.

3. La région de turbulence pleinement développée où l'effet de la turbulence l'emporte sur la viscosité et où la contrainte pariétale s'exprime par :

$$\tau_w = -\rho \overline{u'v'} \quad (\text{III.28})$$

Les lois de paroi sont utilisées en remplacement de la condition d'adhérence sur une paroi solide imperméable, dans le but de réduire notablement le coût de calcul (taille mémoire et temps de calcul) puisqu'elles autorisent une discrétisation plus grossière près de la paroi. On admet que l'écoulement présente une zone où le profil de vitesse est logarithmique.

La composante de la vitesse moyenne parallèle à la paroi u^+ dans la région de turbulence pleinement développée est donnée par la loi logarithmique suivante proposée par **Lauder et Spalding [63]** :

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad (\text{III.29})$$

où $\kappa = 0.41$ est la constante de von Kàrman et $E=9$ la valeur appropriée pour une paroi lisse. Dans l'équation (III.29), u_τ , u_* et y^+ sont définis par :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{III.30})$$

$$u^+ = \frac{u C_\mu^{1/4} \sqrt{k}}{\tau_w / \rho} \quad (\text{III.31})$$

$$y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} \sqrt{k} y}{\mu} \quad (\text{III.32})$$

Avec cette approche, les équations de transport pour les quantités turbulentes ne sont résolues que dans la région de turbulence pleinement développée et hors de la couche limite.

Ceci est assuré en prenant la distance du centre de la première maille à la paroi dans la gamme $30 \leq y^+ \leq 300$. La production de l'énergie cinétique turbulente P_k et le taux de dissipation ε dans la maille adjacente à la paroi, qui sont les termes sources de l'équation de k , sont calculées à partir d'une hypothèse d'équilibre local. D'après **Launder et Spalding [63]**, on a :

$$P_k = \frac{\tau_w^2}{\rho k C_\mu^{1/4} \sqrt{ky}} \quad (\text{III.32})$$

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{ky} \quad (\text{III.33})$$

L'équation de ε n'est donc pas résolue dans les cellules adjacentes à la paroi.

III-5-2 Le modèle k- ω standard

C'est un modèle à deux équations qui a été proposé par D.C Wilcox. Il comporte une équation modifiée de k et une autre équation de ω , qui représente la dissipation spécifique et qui est égale à ε/k . Ce modèle tient compte des effets de bas nombres de Reynolds, de la compressibilité et des écoulements de jet, ce qui le rend adapté aussi bien aux écoulements libres que les écoulements de paroi. Les équations de transport pour ce modèle sont, [61] :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (\text{III.34})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (\text{III.35})$$

G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne.

G_ω représente la génération de ω .

Γ_k et Γ_ω représentent les diffusivités effectives de k et ω respectivement.

Y_k et Y_ω représentent les dissipations de k et ω respectivement.

Les différents termes sont données par :

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (\text{III.36})$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (\text{III.37})$$

σ_k et σ_{ω} sont les nombres de Prandtl turbulent pour k et ω respectivement

La viscosité turbulente est donnée par

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (\text{III.38})$$

Les constantes de ce modèle sont :

$\alpha_{\infty}^* = 1$, $\alpha_{\infty} = 0.52$, $\alpha_0 = 1/9$, $\beta_{\infty}^* = 0.09$, $\beta_1 = 0.072$, $R_{\beta} = 8$, $R_k = 6$, $R_{\omega} = 2.95$, $\zeta^* = 1.5$, $M_{t0} = 0.25$,
 $\sigma_k = 2.0$, $\sigma_{\omega} = 2.0$

III-5-3 Le modèle k- ω SST (Shear Stress Transport)

Le modèle k- ω SST, qui est une variante du modèle k- ω standard a été développé par Menter. Il allie la robustesse et la précision du modèle k- ω standard pour la région de proche paroi avec l'adaptation du modèle k- ε pour l'écoulement libre. Pour réaliser ceci, le modèle k- ε est transformé en une formulation k- ω . Le modèle k- ω SST est semblable au modèle standard mais il comporte les modifications suivantes :

- Les constantes de ce modèle sont multipliées par une fonction de commutation. Elle est égale à l'unité dans la région de proche-paroi, ce qui active le modèle k- ω standard. Elle est nulle loin de la surface, ce qui active le modèle k- ε .
- Le modèle k- ω SST comprend un terme supplémentaire dans l'équation pour ω .
- La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour tenir compte du transport des contraintes de cisaillements turbulents.
- les constantes du modèle sont également modifiées.

Toutes ces modifications rendent le modèle plus précis et plus adapté à un large éventail d'écoulements : (écoulements à gradient de pression, écoulements autour du profil d'aile, ondes de choc transsoniques,...etc.).

Les équations de transport de ce modèle s'écrivent [61]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (\text{III.39})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_{\omega} - Y_{\omega} + D_{\omega} \quad (\text{III.40})$$

\tilde{G}_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne.

G_ω représente la génération de ω

Γ_k et Γ_ω représentent les diffusivités effectives de k et ω respectivement.

Y_k et Y_ω représentent les dissipations de k et ω respectivement.

D_ω représente le terme de diffusion croisée

III-6 Etude thermo-aéraulique de l'écoulement

La performance des capteurs solaires à air dépend essentiellement de la qualité du transfert thermique convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (air). Ce transfert est meilleur lorsque le régime de l'écoulement est turbulent. L'introduction de rugosités de différentes géométries dans le conduit d'air a pour but d'accélérer le passage à la turbulence et d'améliorer le mélange. Cependant, la présence d'obstacles dans la veine d'air a aussi pour effet d'augmenter la perte de pression par frottement.

III-6-1 Calcul des paramètres du transfert thermique

Pour caractériser le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur chauffé dans le conduit du capteur solaire à air, nous utilisons les paramètres suivants :

- La température moyenne de mélange (bulk) du fluide est définie par

$$T_{am} = T_b(x) = \frac{\int_A u(x, y) T(x, y) dA}{\int_A u(x, y) dA} \quad (\text{III.41})$$

- Le coefficient de transfert de chaleur local entre l'absorbeur et l'air est donné par :

$$h(x) = \frac{Q}{(T_p - T_b)} \quad (\text{III.42})$$

Avec :

Q = Densité de flux de chaleur imposé a la paroi (absorbeur) (W/m^2)

T_P = température de la paroi (K)

Le coefficient de transfert de chaleur moyen sur la paroi s'écrit:

$$h_m = \frac{1}{L} \int_L h(x) dx \quad (\text{III.43})$$

L étant la longueur de la paroi (m)

- Le nombre de Nusselt :

C'est un nombre sans dimension qui caractérise l'importance du transfert de chaleur par convection par rapport au transfert par conduction. Il représente le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection $h.A.\Delta T$ à une quantité de chaleur échangée par conduction $\lambda.A.\Delta T/d$:

Le nombre de Nusselt local s'écrit :

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda} \quad (\text{IV.44})$$

D_h = diamètre hydraulique

λ = conductivité thermique de l'air

Le nombre de Nusselt moyen sur une surface :

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{\lambda} \quad (\text{III.45})$$

- Le nombre de Stanton

Ce nombre sans dimension mesure le flux de chaleur globalement transféré dans le fluide, au flux de chaleur transporté par le fluide en mouvement. Il est s'écrit en fonction d'autres nombres adimensionnels :

$$St = \frac{Nu Re}{Pr} = \frac{h}{\rho C_p u_m} \quad (\text{III.46})$$

III-6-2 Calcul des pertes de pression :

Pour tenir compte de la chute de pression lors de l'introduction d'obstacles (rugosités), on considère les paramètres thermo hydrauliques suivants :

- La pression moyenne dans une section transversale est définie par

$$P(x) = \int_0^H P(x, y) dy \quad (\text{III.47})$$

- Le facteur de frottement :

Nous avons considéré l'expression donnée par **Özsisik [30]** :

$$fr = \frac{\Delta P D_h}{1/2 \rho u_m^2 L} \quad (\text{III.48})$$

ΔP : la différence de pression entre l'entrée et la sortie du conduit

u_m : la vitesse moyenne dans le conduit

L : la longueur du conduit

D_h le diamètre hydraulique du conduit

III-6-3 Le paramètre de performance thermo-hydraulique E_t

S. Kumar [64] a utilisé le paramètre E_t qui est un rapport entre le nombre de Stanton (ou de Nusselt) et le coefficient de frottement pour les surfaces rugueuses et lisses opérant pour le même nombre de Reynolds:

$$E_t = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_l} \right)}{\left(\frac{fr}{fr_l} \right)^{1/3}} \quad (\text{III.49})$$

III-6-4 Efficacité effective

Cortes et Piacentini [66] ont défini l'efficacité effective sur la base du gain thermique net qui est obtenu en déduisant l'énergie nécessaire pour produire le frottement, du rendement thermique du capteur solaire. Elle s'écrit :

$$\eta_e = \frac{(Q_u - P_m / C)}{A \cdot I} \quad (\text{III.50})$$

Avec :

Q_u Puissance utile (W)

P_m Puissance nécessaire pour annuler le frottement (W)

C facteur de conversion, pris égal à 0.2 [67]

I Intensité du rayonnement solaire reçu par le capteur (W/m^2)

A surface de captation (m^2)

III-7 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique adopté pour caractériser l'écoulement et le transfert de chaleur de l'air dans le conduit d'un capteur solaire à air.

Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie ont été présentées avec les hypothèses simplificatrices que nous avons posées.

L'écoulement de l'air étant turbulent, nous avons donné un aperçu des différentes modélisations de la turbulence existantes. Les modélisations LES et DNS étant très coûteuses en temps et en moyens de calcul, nous avons adopté pour la méthode statistique basée sur la décomposition de Reynolds (RANS) dans le présent travail.

Parmi les modèles de fermeture existants, nous avons choisi le modèle à deux équations avec ses différentes variantes (**k- ϵ** standard, **k- ϵ** RNG , **k- ϵ** RZ ; k- ω standard ainsi que le modèle k- ω SST).

Une étude comparative entre les différents modèles sera réalisée avant d'opter pour un seul modèle définitif pour le reste des simulations.

Chapitre IV

RESOLUTION NUMERIQUE

IV-1 INTRODUCTION

Dans les problèmes à géométrie complexe et dans le cas d'un écoulement turbulent les équations de conservation établies dans le chapitre précédent sont couplées et comportent des termes non linéaires. De ce fait, elles ne peuvent être résolues que numériquement.

Dans ce chapitre, nous présenterons l'approche de résolution numérique que nous avons choisie. Elle est basée sur les techniques numériques de la dynamique des fluides dites "codes de champs" ou « Computational Fluid Dynamics, CFD ».

L'utilisation des codes de champs ou codes CFD a pour but la résolution des équations qui régissent le mouvement d'un fluide. Ce sont les équations de Navier Stokes (conservation de la masse et de la quantité de mouvement) ainsi que l'équation de la conservation de l'énergie. Certains codes offrent la possibilité de résoudre les équations de transport des particules (polluants) ainsi que les réactions chimiques au sein du fluide, [68]. Le nombre de codes de champs existant est important, certains sont commerciaux, d'autres sont destinés à la recherche et un certain nombre de ces codes est gratuit. Dans ce travail, notre choix s'est porté sur le code commercial Fluent 6.3, commercialisé par ANSYS. Celui-ci est considéré comme un outil incontournable des techniques CFD et qui a fait ses preuves dans le domaine de la mécanique des fluides. Il offre de larges possibilités de simulations numériques et dispose de la plupart des modèles numériques existants.

IV-2 METHODOLOGIE DE LA RESOLUTION NUMERIQUE

Le code de calcul utilisé 'Fluent' utilise la méthode des Volumes Finis pour discrétiser les équations intégrales traduisant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. La méthodologie de résolution comporte les étapes suivantes:

- Division du domaine en volumes discrets de contrôle en utilisant une grille numérique.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels pour obtenir des équations algébriques pour les variables dépendantes inconnues comme la vitesse, la pression, la température, et les grandeurs scalaires conservées.
- Linéarisation des équations algébriques du système linéaire résultant et leur résolution pour obtenir la solution.

Le solveur du code Fluent emploie un algorithme qui appartient à une classe générale des méthodes, appelée « la méthode de projection » où la contrainte de la conservation de masse (continuité) du champ de vitesses est levée en résolvant l'équation de « correction de pression » [61]. L'équation de pression est obtenue à partir de l'équation de continuité et celle de la quantité de mouvement, de telle manière que le champ de vitesse, corrigé par la pression, satisfasse l'équation de continuité. Puisque les équations gouvernantes sont non linéaires et couplées, le processus de résolution comporte des itérations où le système entier des équations, est résolu à plusieurs reprises jusqu'à ce que la solution converge [61].

La méthodologie de résolution se résume dans les étapes suivantes :

1. Introduire les données initiales sur les propriétés du fluide (ex : densité, viscosité, chaleur spécifique) y compris la viscosité turbulente basée sur la solution courante.
2. Résoudre les équations du mouvement (selon ox , oy , et oz), en utilisant les valeurs récemment mises à jour, de la pression et des flux de masse.
3. Résoudre l'équation de correction de pression en utilisant les valeurs du champ de vitesse récemment obtenues.
4. Corriger les valeurs de la pression, des flux de masse et de vitesse en utilisant la correction de pression obtenue à partir de l'étape 3.

5. Résoudre les équations pour des grandeurs scalaires additionnelles, le cas échéant, comme des quantités turbulentes, énergie, espèce,....
6. Mettre à jour les termes de source résultant.
7. Vérifier la convergence des équations.

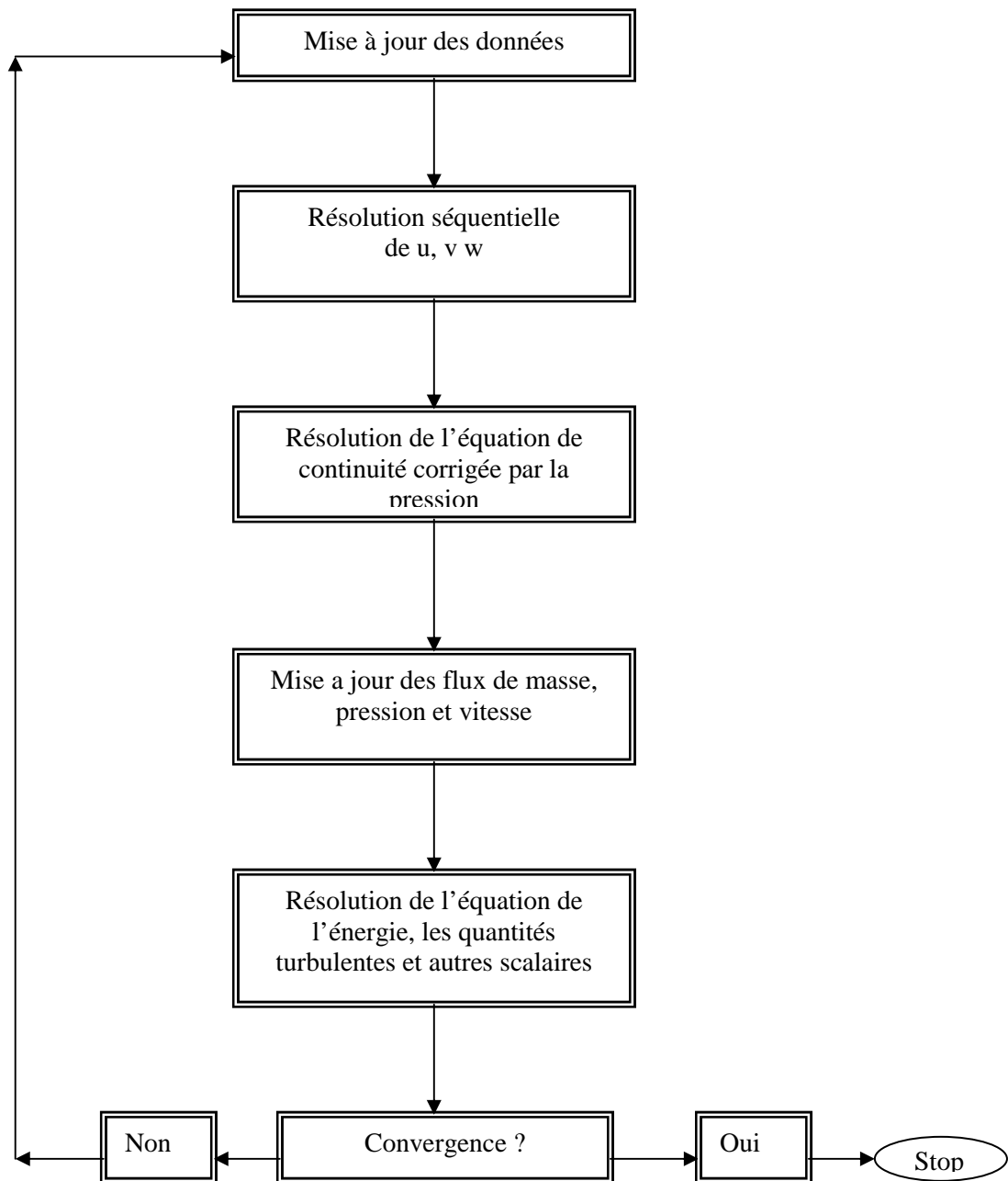


Fig.IV.1 Méthodologie de résolution numérique dans le code de calcul Fluent
Solveur découplé, basé sur la pression, [61]

IV-3 METHODES DE DISCRETISATION

La résolution d'un système d'équation aux dérivées partielles par une méthode numérique, consiste à discrétiser ces équations, donc à les transformer en systèmes d'équations algébriques, de dimensions égales au nombre de points discrets, [59]. Le système obtenu est résolu souvent par des méthodes itératives. Il existe trois principales méthodes de discrétisation [60] :

→ La méthode des différences finies :

Elle est basée sur l'approximation des dérivées premières et secondes par des développements en série de Taylor. Elle fonctionne bien sur des maillages réguliers, mais n'est adaptée aux géométries complexes. Cette méthode permet d'atteindre des précisions d'ordre élevé. Son principal inconvénient est qu'elle ne permet pas de s'assurer que les flux intégraux sont conservés.

→ La méthode des éléments finis :

Elle consiste à introduire une fonction test (un polynôme d'ordre faible), l'équation est intégrée en minimisant les résidus. Elle convient aux géométries complexes, sa validité mathématique des équations est bien démontrée, son inconvénient majeur comme les différences finies est que les flux ne sont pas conservés. Elle est très utilisée en mécanique des solides.

→ La méthode des volumes finis :

Le domaine est divisé en volumes de contrôle élémentaire et les équations sont intégrées sur chaque volume élémentaire. Elle est adaptée aux géométries complexes, mais ne permet pas d'atteindre des ordres de précision élevés. Son principal atout est qu'elle garantit la conservation des flux et c'est pour cette raison qu'elle est la plus utilisée en mécanique des fluides.

C'est cette dernière que nous avons choisie car elle semble être la plus adaptée à notre étude et offre de nombreux avantages comme la simplicité et la souplesse de mise en œuvre des différents schémas de discrétisation.

IV-4 METHODE DES VOLUMES FINIS

Ont rappelle que les équations de transport-diffusion peuvent être écrites sous une forme généralisée locale qui fait apparaître la conservation de la variable Φ , [69]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S_\phi \quad (\text{IV-1})$$

où :

Φ représente la variable dépendante générale (u, v, T, k, ϵ)

Γ_ϕ représente le coefficient de diffusion de la variable Φ .

S_ϕ représente le terme source relatif à la variable Φ .

Le premier terme du membre gauche de l'équation est un terme transitoire qui représente l'accumulation de Φ dans le temps, le second représente le transport de Φ par convection. Dans le membre droit de l'équation, le premier terme représente le transport de Φ par diffusion et le dernier est un terme source qui représente la production locale de Φ . La variable Φ peut prendre les valeurs de u, v, T, k, ϵ . Ainsi, par exemple si on attribue la valeur unité à la variable Φ , on obtient l'équation de continuité.

Le code FLUENT utilise la méthode des Volumes Finis pour discrétiser l'équation de transport- diffusion et la convertir en une équation algébrique qui peut être résolue numériquement. Cette méthode consiste à intégrer l'équation de transport sur chaque volume de contrôle, pour aboutir à une équation algébrique discrète qui traduit les lois de conservation sur ce volume de contrôle.

On rappelle que la forme intégrale de l'équation de transport s'écrit [61] :

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (\text{IV-2})$$

avec :

ρ = densité

v = Vecteur vitesse

A = vecteur de surface Φ

Γ = coefficient de diffusion de Φ

$\nabla \phi$ = gradient de Φ

S_ϕ = source de Φ par unité de volume

L'équation de transport discrétisée sur un volume de contrôle V , devient [61]:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{\text{faces}}} \rho_f \phi_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (\text{IV-3})$$

avec :

N_{faces} = nombre de faces entourant la cellule (ou maille)

Φ_f = valeur de Φ convectée à travers la face f

$\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ = flux de masse à travers la face f

\vec{A}_f = Aire de la face f ,

$\nabla \phi_f$ = gradient de Φ sur la face f

V = volume de la cellule (ou maille)

IV-4-1 Résolution du système linéaire

L'équation de transport discrétisée (IV-3) contient la grandeur scalaire variable inconnue Φ au centre des cellules ainsi que les valeurs d'inconnues dans les cellules voisines environnantes. Cette équation sera en général non linéaire, en ce qui concerne ces variables. La forme linéarisée de l'équation (IV-3), peut être écrite ainsi, [69]:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (\text{IV-4})$$

l'indice inférieur « nb » renvoie aux cellules avoisinantes,

a_p , a_{nb} sont les coefficients linéarisés pour Φ et Φ_{nb} .

Le nombre de cellules voisines dépend de la topologie de maillage adoptée. D'autres équations seront écrites pour chaque cellule du maillage pour aboutir à un système d'équations algébriques. Pour des équations scalaires, FLUENT résout ce système linéaire en utilisant un algorithme linéaire implicite (Gauss-Seidel), conjointement avec un algorithme (AMG) basé sur la méthode algébrique multigrille, [61].

IV-4-2 Les schémas de discrétisation implémentés dans le code de calcul Fluent

Par défaut, FLUENT emmagasine les valeurs de la variable scalaire Φ au centre de la cellule. Cependant, les valeurs Φ_f sur les faces de la maille sont nécessaires, car elles interviennent dans les termes de convection de l'équation (IV-3) et doivent être

interpolés à partir des valeurs du centre de cellules. Ceci est accompli en utilisant le schéma amont ou Upwind, [61].

Upwind signifie que la valeur Φ_f est calculée à partir des valeurs dans la cellule en «amont», relativement à la direction de la vitesse normale v_n dans l'équation (IV-2).

Dans le code Fluent, on peut choisir entre plusieurs schémas, **Hanchi [70]** :

- Schéma Upwind du premier ordre : le plus facile à converger, précis au premier ordre.
- Schéma Upwind du second ordre : sa convergence est plus lente, mais il est plus précis (au second ordre). Il est très utile avec les maillages triangulaires ou tétraèdre et quand l'écoulement n'est pas aligné avec la grille.
- Schéma Power Law : plus précis que les schémas de 1^{er} ordre surtout pour les écoulements à bas nombre de Reynolds.
- Schéma QUICK : utilisé pour les maillages quad/hex ou hybrides. Il est conseillé pour les écoulements rotatifs ou tourbillonnants.
- Schéma MUSCL : il est du 3^{ème} ordre pour les maillages non structurés, plus précis avec les écoulements secondaires, vortex.

IV-4-3 Interpolation de la pression

Dans le code de calcul Fluent, les valeurs de pression et de vitesse sont stockées au centre du volume de contrôle. Comme les valeurs de pression aux interfaces des cellules sont nécessaires à la résolution des équations de quantité de mouvement, un schéma d'interpolation de la pression doit être utilisé. Fluent dispose de plusieurs schémas d'interpolation tels que le schéma Standard, le schéma du second ordre, le schéma Presto et le schéma Body force weighted, [70].

IV-4-4 Couplage Vitesse –Pression

Le problème principal des équations de Navier Stokes incompressibles est qu'il n'existe pas d'équation pour la pression, séparée de celle de la quantité de mouvement [60]. De plus la vérification de l'équation de continuité n'est pas garantie pour un champ de vitesse qui vérifie l'équation de quantité de mouvement. Pour cette raison, on utilise des algorithmes semi-implicites, qui utilisent des correction de pression P^* qui vérifient l'équation de conservation de la masse. Dans le code Fluent, plusieurs algorithmes de couplage sont disponibles, à savoir l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation), l'algorithme SIMPLER développés par **Patankar [69]**.

L'algorithme SIMPLEC, proposé par Van Doormaal et Raithby est basé sur SIMPLE, mais serait plus consistant. L'algorithme PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators) de Issa est également inspiré de SIMPLE mais le schéma comprend des étapes de corrections supplémentaires qui permettent d'accélérer la convergence et réduire le temps de calcul, **Guéri [71]**.

IV-4-5 Critères de convergence

Les règles de convergence ou règles de Patankar qui sont au nombre de 4, doivent vérifier les conditions suivantes:

- La continuité des flux aux interfaces des volumes de contrôle.
- Les coefficients a_p , a_E , a_W , a_N , a_S , a_T et a_B doivent être du même signe.
- La pente (sp) du terme source linéarisée doit être négative:

$$S\phi = SC + S_p\phi_p$$

- Pour les équations discrétisées, le terme a_p doit être égal à la somme des a_{vs} des points nodaux voisins :

$$a_p = \sum_{j=N,S,W,E,T,B} a_j \quad (\text{IV-5})$$

Pour que le système converge, ces règles doivent être vérifiées à chaque étape de calcul.

IV-4-6 Facteurs de sous relaxation:

Pour améliorer la stabilité du calcul, une sous-relaxation de la variable ϕ est introduite suivant:

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \alpha(\phi^* - \phi^n) \quad (\text{IV-6})$$

avec :

ϕ^n : la valeur de la variable ϕ à l'itération n

ϕ^{n+1} : la valeur de la variable corrigée ϕ à l'itération n+1

ϕ^* la valeur de la variable ϕ calculée à l'itération n+1

α : est le coefficient de sous-relaxation, il varie entre 0 et 1

Les valeurs utilisées dans notre cas sont celles données par défaut dans Fluent. Les valeurs de α sont données par le tableau (IV-1).

Variable	Quantité de mouvement	Pression	Energie cinétique Turbulente	Taux de Dissipation	Viscosité Turbulente
ϕ		P	K	ϵ	ν_t
α	0.7	0.3	0.8	0.8	1

Tableau (IV-1) : Coefficients de sous relaxation

Les itérations se poursuivent jusqu'à ce que la différence ($\phi^{n+1} - \phi^n$) tende vers une valeur imposée. Cette différence qui porte le nom de résidu, permet de contrôler la convergence en suivant son évolution durant les itérations. Les itérations s'arrêteront dès que tous les résidus calculés auront atteint la valeur imposée.

IV-5 GENERATION DE MAILLAGE :

La résolution des équations de la mécanique des fluides, assorties des modèles décrits précédemment, nécessite l'utilisation d'un maillage dont il faut définir le raffinement. Plusieurs considérations; numériques, physiques et pratiques, interviennent. Lors de la résolution numérique des équations de Navier-Stokes (ou de tout autre système d'équations) il est indispensable de s'assurer que l'erreur de discrétisation spatiale soit suffisamment faible pour l'utilisation que l'on souhaite faire des résultats (l'erreur de discrétisation spatiale est l'écart entre la solution discrète obtenue et la solution exacte continue), [72].

De plus, il est important de s'assurer que le maillage utilisé est suffisamment raffiné pour que l'erreur soit faible. Pour cela, il est généralement conseillé de réaliser plusieurs calculs successifs en raffinant le maillage jusqu'à ce que les grandeurs recherchées n'évoluent plus (ou évoluent dans une plage admissible, étant donnée la précision recherchée), [73]. Le niveau de modélisation de la turbulence employé, doit également être pris en compte. Généralement, plus le modèle est fin, plus il est susceptible de résoudre des structures fines et complexes.. Les types de maillage existants sont très nombreux : maillage cartésien ou curviligne maillage structuré ou non structuré, uniforme ou non uniforme et enfin maillage monobloc ou multiblocs.

Dans le cadre de notre approche de résolution numérique, et compte tenu des spécificités de notre problème, nous avons opté pour un maillage cartésien structuré non uniforme et multi blocs. La génération du maillage a été effectuée sous le logiciel Gambit.

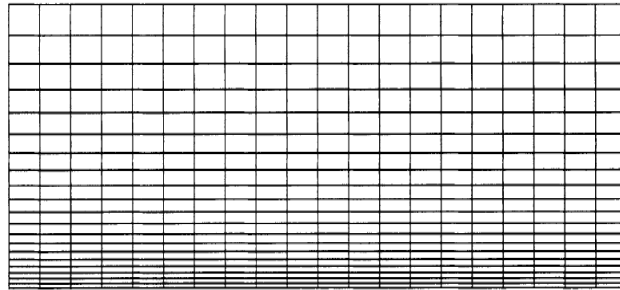


Fig. IV.2 Maillage cartésien structuré [74]

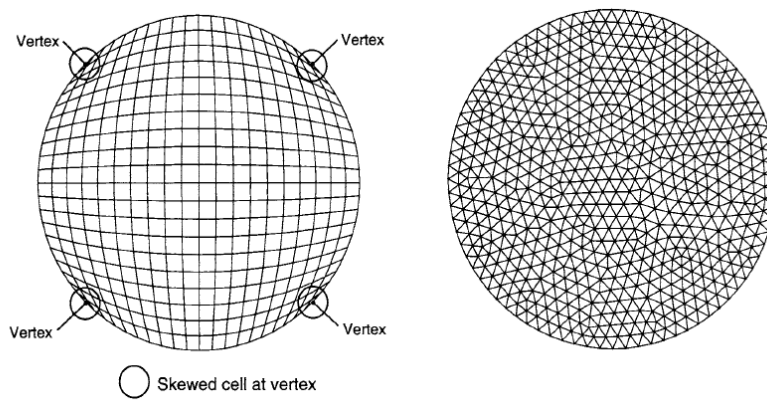
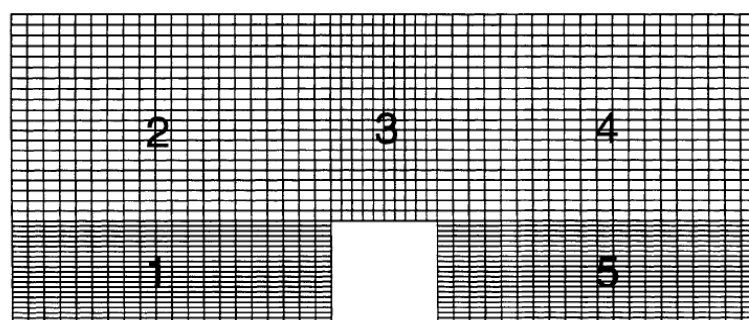


Fig. IV.3 Maillage structuré (à gauche) et non structuré (à droite) pour un cylindre [74]



Matching cell faces

Fig. IV.4 Maillage structuré multiblocs [74]

IV - 6 CONDITIONS AUX LIMITES :

La modélisation d'un problème physique qui aura une seule solution passe par la détermination de la valeur des différentes variables dépendantes (flux de masse, quantité de mouvement, énergie, etc.) aux frontières du domaine d'étude, [75]. Ces informations sur les conditions aux limites sont déterminantes pour la précision des résultats obtenus. En effet, de mauvaises données sur les conditions aux limites peuvent avoir un effet négatif sur les calculs et ainsi conduire à des résultats erronés.

Dans le code de calcul Fluent, il existe un large éventail de conditions aux limites qu'il convient à l'utilisateur de bien utiliser selon le problème étudié.

Dans notre cas d'étude, les conditions aux limites utilisées sont de type Velocity Inlet, à l'entrée du conduit et Pressure Outlet à la sortie. La condition Wall a été appliquée aux parois supérieure et inférieure du conduit.

IV-7 SIMULATION NUMERIQUE

La simulation numérique des écoulements turbulents avec transfert de chaleur représente un compromis entre plusieurs éléments [76]:

- Le choix du modèle de turbulence
- La complexité de la géométrie
- Les contraintes numériques (schémas et maillages)
- La précision des schémas
- Le coût de stockage des données
- Le temps de calcul
- La stabilité du calcul

En fonction des données recherchées, de l'enjeu du calcul et du temps dont on dispose pour faire le calcul, on est obligé de faire de nombreux choix et des hypothèses simplificatrices :

- Géométrie simplifiée plutôt que complète
- Résolution de l'écoulement moyen plutôt que l'écoulement instationnaire
- Conditions aux limites simplifiées plutôt que réelles
- Choix d'un modèle de turbulence qui soit assez précis et peu coûteux en temps de calcul

- Choix des schémas numériques et des maillages disponibles dans le code de calcul

C'est en tenant compte de toutes ces contraintes que nous avons fait le choix des configurations géométriques à étudier, des modèles de turbulence, le type de maillage ainsi que la méthode de résolution.

IV-7-1 Validation du modèle

→ *Configuration 1* (Rugosités transversales rectangulaires)

Afin de valider notre modèle numérique nous avons testé cette configuration qui a été étudiée par d'autres auteurs [18], [24]. Le domaine de la solution montré dans la figure IV.5, a été choisi suivant les paramètres expérimentaux étudiés par **Karwa** [18]. Un conduit rectangulaire de hauteur (H) de 40 millimètres, de facteur d'aspect égal à 7.5, dont l'absorbeur est muni de rugosités transversales de sections rectangulaires. La hauteur des rugosités est de 3.4 millimètres, leur largeur est de 5.8 millimètres et elles sont espacées de 34 millimètres. La surface de l'absorbeur est soumise à un flux de chaleur uniforme de 4 kW/m^2 , les autres parois étant lisses et considérées adiabatiques.

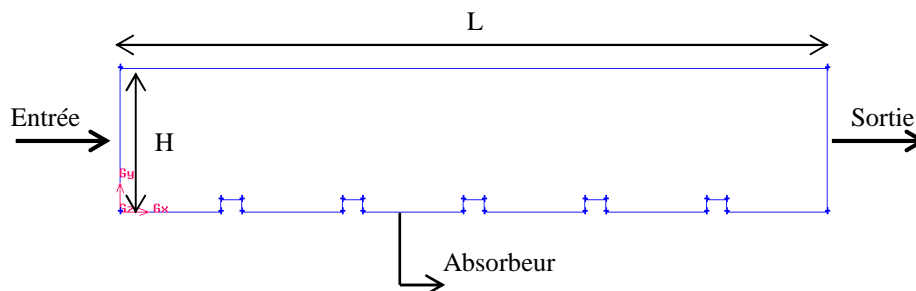


Fig.IV.5 Configuration géométrique étudiée

Formulation mathématique

L'écoulement est stationnaire, en régime turbulent, les équations résolues sont celles de la continuité, de la quantité de mouvement ainsi que l'énergie.

Les modèles de turbulence utilisés sont

- Le modèle k- ϵ RNG

- Le modèle k- ε Réalisable
- Le modèle k- ω Standard
- Le modèle k- ω SST

Les conditions aux limites imposées au domaine sont :

A l'entrée : $u=u_0$ (de 0.68 à 3.4 m/s), $T=T_0=293$ K, intensité turbulente $I=5\%$

Sur la paroi inférieure (absorbeur) : $u=0$, $v=0$, $q=4$ kW/m²

Sur la paroi supérieure : $u=0$, $v=0$, $q=0$ (adiabatique)

A la sortie : $P=P_{\text{atm}}$

Maillage

Le choix d'un maillage bidimensionnel est basé sur les résultats de l'analyse numérique effectuée par **Chaube [24]**, sur l'écoulement et le transfert thermique de l'air dans un conduit dont la paroi inférieure (absorbeur) est munie de rugosités rectangulaires, et soumise à un flux de chaleur uniforme. L'auteur a effectué deux analyses en 2D et en 3D et a comparé ses résultats aux résultats expérimentaux de **Karwa R. [18]**.

L'analyse 3D est effectuée avec 1.203.000 cellules et l'analyse 2D est effectuée avec 113.006 cellules. Les résultats ont montré que même pour moins que le 1/10ème, le nombre de cellules dans l'analyse 2D donne des résultats comparables. Il est dû au fait que l'effet de l'écoulement secondaire soit négligeable pour les rugosités transversales continues, [24]. Par conséquent, dans la suite de notre travail de simulation numérique nous utiliserons des maillages 2D, ce qui nous permet d'économiser sur le temps de calcul et la mémoire du PC.

Un maillage bidimensionnel rectangulaire non uniforme a été généré sous le logiciel Gambit. Le maillage est très serré dans la région proche paroi afin de résoudre la sous-couche visqueuse ($y^+ < 5$) comme cela est montré dans la figure IV.6. Plusieurs grilles ont été testées afin de vérifier l'indépendance de la solution.

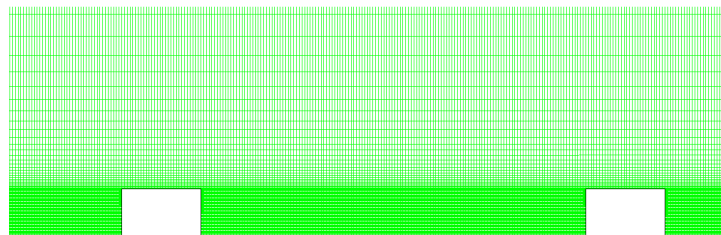


Fig.IV.6 Maillage non uniforme appliqué au domaine de la solution

Solveur

Les équations du mouvement et l'équation de l'énergie ont été discrétisées selon le schéma numérique amont (Upwind) du second ordre. Le couplage entre la vitesse et la pression, a été traité avec l'algorithme SIMPLE.

→ **Configuration 2** (Rugosités transversales carrées)

Les dimensions du canal sont les suivantes [15], [24] :

$L = 640$ mm, $H = 20$ mm, $e = w = 3$ mm, $p = 40$ mm,

$l_1 = 245$ mm (longueur d'entrée) , $l_2 = 115$ mm (longueur de sortie)

Formulation mathématique

L'écoulement est stationnaire, en régime turbulent. On résout les équations de continuité, de la quantité de mouvement ainsi que l'équation de l'énergie. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle $k-\omega$ SST. Les conditions aux limites appliquées au domaine de solution sont les suivantes :

A l'entrée: $u=u_0$ (de 1.6 à 8 m/s), $T=T_0=293$, intensité turbulente $I=5\%$

Sur la paroi inférieure (absorbeur) : $u=0$, $v=0$, $q= 1.1\text{kW/m}^2$,

Sur la paroi supérieure : $u=0$, $v=0$, $q=0$ (adiabatique)

Sortie : $P= P_{\text{atm}}$

Maillage

Un maillage bidimensionnel non uniforme a été généré sous l'environnement graphique Gambit, pour toutes les simulations effectuées. Un maillage très fin ($y^+=1$) a été appliqué près de la paroi chauffée et entre les rugosités. Pour chaque cas, plusieurs grilles ont été testées afin de vérifier que la solution est indépendante du maillage.

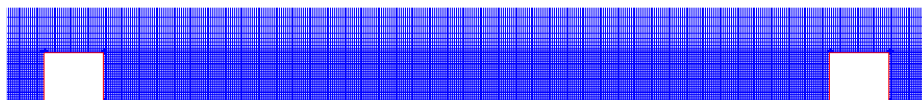


Fig.IV.7 Configuration (2) Maillage non uniforme très fin près de la paroi

Solveur

Les équations du mouvement turbulent ainsi que celle de l'énergie, ont été discrétisées selon le schéma numérique amont (Upwind) du second ordre. Le couplage entre la vitesse et la pression a été traité avec l'algorithme SIMPLE.

IV-7-2 Approche au cas du capteur solaire à air

Afin d'approcher le cas du capteur solaire à air nous avons choisi le domaine de solution suivant, (Fig.IV.8). Il s'agit d'un conduit de section rectangulaire dont le facteur d'aspect est égal à 7. La paroi inférieure qui représente l'absorbeur est munie de rugosités transversales de section rectangulaire ou carrées dont la hauteur relative (e/D) est égale à 0.05 et la distance relative entre les rugosités (p/e) est égale à 10.

Afin de simuler le fonctionnement du capteur solaire, nous avons fait varier la densité de flux de chaleur auquel est soumis l'absorbeur de 200 à 600 W/m^2 , ainsi que la température d'entrée.

Formulation mathématique

L'écoulement est stationnaire, le modèle de turbulence utilisé est le modèle $k-\omega$ SST. Les conditions aux limites imposées au domaine sont :

A l'entrée : $u=u_0$ (de 0.5 à 4 m/s) , $T=T_0$ (de 283 à 303 K), intensité turbulente $I=5\%$

Sur la paroi inférieure (absorbeur) : $u=0$, $v=0$, q de 200 à 600 W/m^2

Sur la paroi supérieure : $u=0$, $v=0$, $q=0$ (adiabatique)

A la sortie : $P= P_{atm}$

Maillage

Nous avons généré un maillage bidimensionnel structuré non uniforme et multiblocs sous l'environnement graphique Gambit, pour toutes les simulations effectuées. Au niveau des parois et entre les rugosités le maillage est très fin ($y^+=1$). L'indépendance de la solution a été vérifiée en testant plusieurs grilles.

Solveur

le schéma numérique utilisé pour la discrétisation des équations du mouvement turbulent ainsi que celle de l'énergie est le schéma amont (Upwind) du second ordre. Le couplage entre la vitesse et la pression a été traité avec l'algorithme SIMPLE.

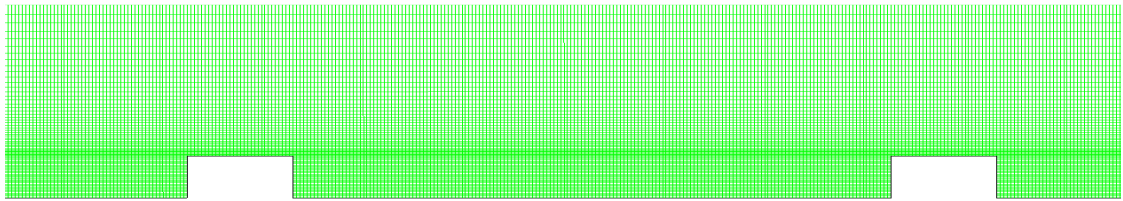


Fig.IV.8 Approche au capteur solaire -Maillage non uniforme très fin près de la paroi

IV-8 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présenté la méthodologie de résolution utilisée pour l'analyse numérique de l'écoulement et le transfert de chaleur dans le conduit d'un capteur solaire à air.

La simulation numérique a été effectuée sous le code de calcul Fluent 6.3. La méthode des Volumes Finis a été utilisée pour la discrétisation des équations du mouvement et l'équation de l'énergie, selon le schéma Upwind du second ordre. Le couplage entre la vitesse et la pression a été traité avec l'algorithme SIMPLE.

Deux configurations géométriques ont été étudiées afin de valider le modèle numérique Adopté. Les résultats obtenus seront comparés aux résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature.

Pour approcher le cas du capteur solaire, nous avons utilisé une configuration géométrique avec des dimensions proches de celui-ci. Nous avons également adapté les conditions aux limites au mode opératoire du capteur solaire à air.

Les résultats de la simulation numérique seront présentés et analysés dans le chapitre suivant.

Chapitre V

RESULTATS ET DISCUSSIONS

V-1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons présenter les résultats de l'analyse numérique basée sur les techniques CFD dont l'objectif est l'étude de l'influence des rugosités artificielles transversales bidimensionnelles, sur les paramètres de l'écoulement et le transfert thermique dans le conduit d'air d'un capteur solaire à air.

La première partie des résultats a pour objectif la validation de notre modèle numérique par la confrontation de nos résultats à ceux d'autres auteurs, à travers l'étude de deux configurations géométriques différentes du conduit d'air.

La deuxième partie des résultats est relative à l'approche du capteur solaire à air par l'analyse numérique de l'écoulement et le transfert thermique de l'air dans un conduit à section rectangulaire dont la paroi inférieure, soumise à un flux de chaleur uniforme, est munie de rugosités transversales de section carrée ou rectangulaire. Les résultats de la simulation, constitués des profils de température et de vitesse, des coefficients locaux de transfert thermique ainsi que des caractéristiques de vitesse et de turbulence de l'écoulement seront présentés commentés et discutés.

V-2 VALIDATION DU MODELE

Configuration 1

Cette configuration présentée dans le chapitre précédent a été étudiée expérimentalement par **Karwa [18]**. Nous avons repris cette même configuration pour l'analyser numériquement en utilisant le code de calcul Fluent 6.3. Nous avons résolu les équations de continuité, de mouvement et l'équation de l'énergie en régime turbulent en utilisant 4 modèles de fermetures:

- Le modèle k- ε RNG
- Le modèle k- ε RZ
- Le modèle k- ω Standard
- Le modèle k- ω SST

Pour vérifier l'indépendance de la solution par rapport au maillage, plusieurs grilles ont été testées. Le nombre total des cellules varie de 20 000 à 230 000, en prenant comme critère le nombre de Nusselt. On constate qu'après 110 000 cellules, l'augmentation du nombre de cellules a une faible incidence sur le nombre de Nusselt (moins de 10 %).

Pour toutes les simulations effectuées, nous avons vérifié que $y^+ < 5$ afin de résoudre les équations dans la sous-couche visqueuse. Nous avons considéré comme critère de convergence les valeurs suivantes :

Résidus	continuité	ux	uy	énergie	k	ε	w
valeur	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}	10^{-8}	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}

Pour chaque modèle de turbulence, nous avons fait varier le nombre Reynolds de 3000 à 15000. En parallèle, nous avons procédé à la même étude pour un conduit de même dimensions dont la paroi inférieure est lisse, afin de comparer les résultats obtenus et ainsi mettre en évidence l'amélioration du transfert thermique due à la présence de rugosités artificielles.

L'un des paramètres les plus importants dans le domaine de la convection, considéré comme témoin d'un bon transfert thermique est le nombre de Stanton. On rappelle que celui-ci s'écrit :

$$St = \frac{Nu Re}{Pr} \quad (V-1)$$

La courbe représentant le rapport entre le nombre de Stanton (St) pour le conduit à paroi rugueuse et celui dont les parois sont lisses (St_l), en fonction du nombre de Reynolds, et cela pour différents modèles de turbulence utilisés est présentée dans la figure V.1.

On rappelle que le nombre de Stanton pour les conduits à parois lisses s'écrit :

$$St_l = \frac{Nu_l Re}{Pr}, \text{ avec } Nu_l = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (V-2)$$

Nu_l est donnée par la corrélation de Dittus-Boelter, [30].

Nous observons que le rapport St/St_l augmente avec le nombre de Reynolds quelque soit le modèle de turbulence utilisé. L'augmentation du nombre de Stanton pour un conduit rugueux par rapport au conduit lisse varie entre 1.3 et 1.8 fois, le maximum étant atteint pour $Re=10000$.

De plus, de cette comparaison, il en ressort clairement que le modèle SST k- ω donne les meilleurs résultats car ses valeurs sont les plus proches des résultats expérimentaux de **Karwa [18]**. De ce fait, nous utiliserons le modèle SST k- ω exclusivement pour le reste des simulations numériques.

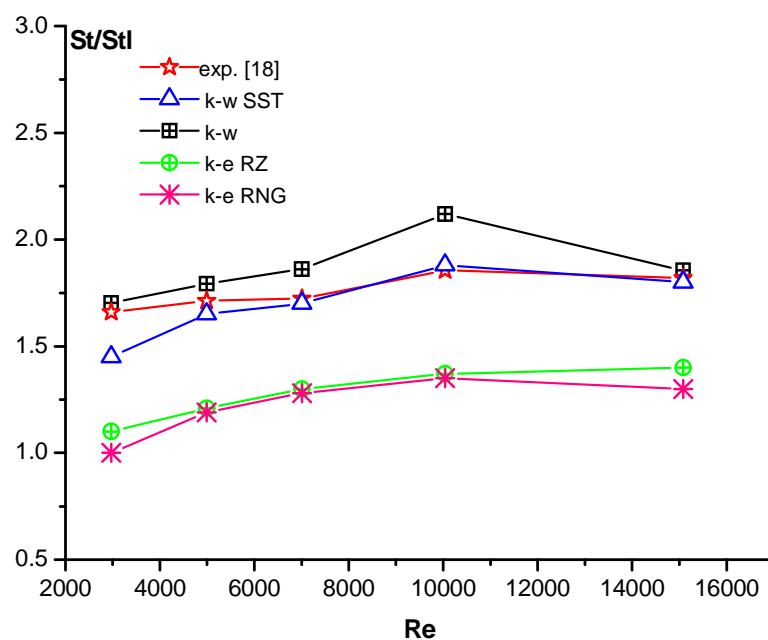


Fig. V.1 Variation de (St/St_l) en fonction de Re obtenue par les prédictions de plusieurs modèles de turbulence (Grille=230 000 mailles)

Afin de vérifier que l'amélioration du transfert de chaleur induite par la présence des rugosités artificielles n'est pas suivie d'une trop grande perte par frottement, nous avons calculé le facteur de frottement relatif au conduit rugueux (fr_r), ainsi que le facteur de frottement relatif au conduit lisse (fr_l), pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Celui-ci est calculé par la relation de Blasius, [30] :

$$fr_l = 0.316 Re^{-0.25} \quad (V.3)$$

L'évolution du rapport (f_r/f_{r1}) en fonction de ce dernier est représentée sur la figure V.2. Nous avons noté que l'allure de la courbe obtenue par notre simulation est la même que celle de **Karwa [18]**, avec une légère différence dans les valeurs.

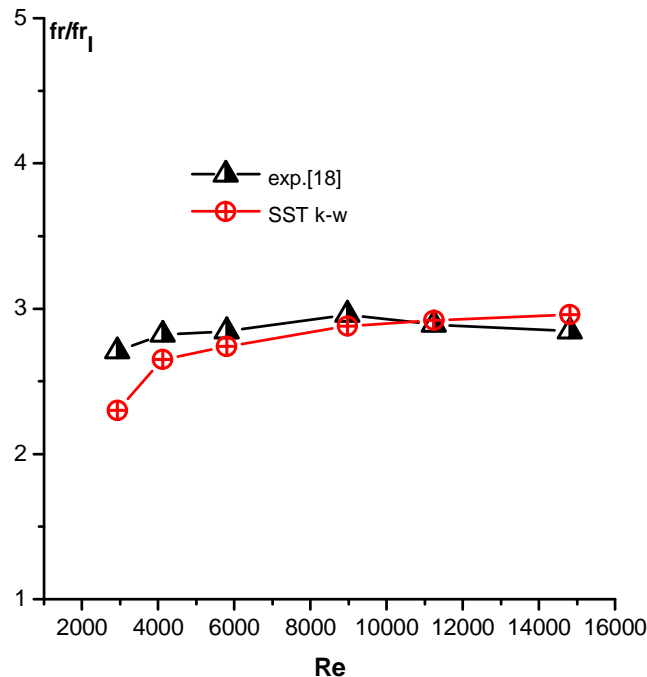


Fig. V.2 Evolution de f_r/f_{r1} en fonction de Re (modèle SST k- ω)

Configuration 2

La deuxième configuration est celle étudiée par **Tanda [15]**. Les résultats obtenus par l'analyse numérique en utilisant le modèle k- ω SST sont comparés aux résultats numériques obtenus par **Chaube [24]** qui a étudié la même configuration.

La figure V.3 représente la courbe de variation du nombre de Nusselt moyen obtenue par notre simulation numérique et celle de **Chaube [24]**, en fonction du nombre de Reynolds. Nous constatons une très bonne concordance entre les deux résultats.

De plus, nous avons comparé les valeurs du nombre de Nusselt moyen avec celui obtenu par la corrélation de Dittus-Boelter, relative à un conduit lisse en régime turbulent. On rappelle que cette corrélation s'écrit, [30]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

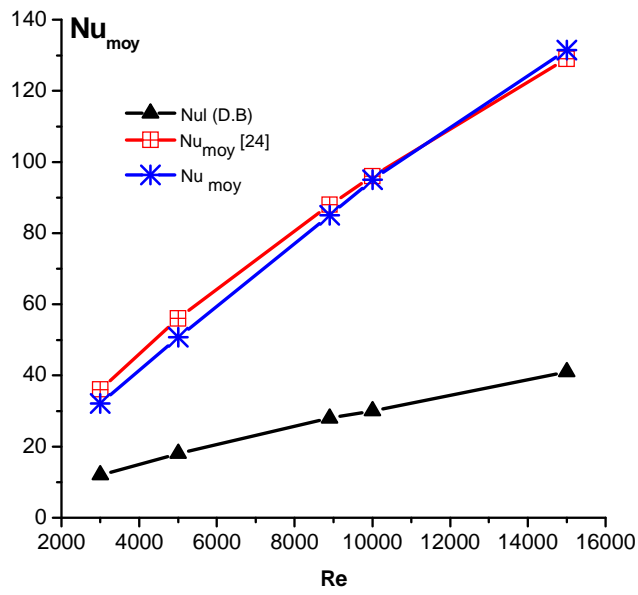


Fig.(V.3) Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de Re

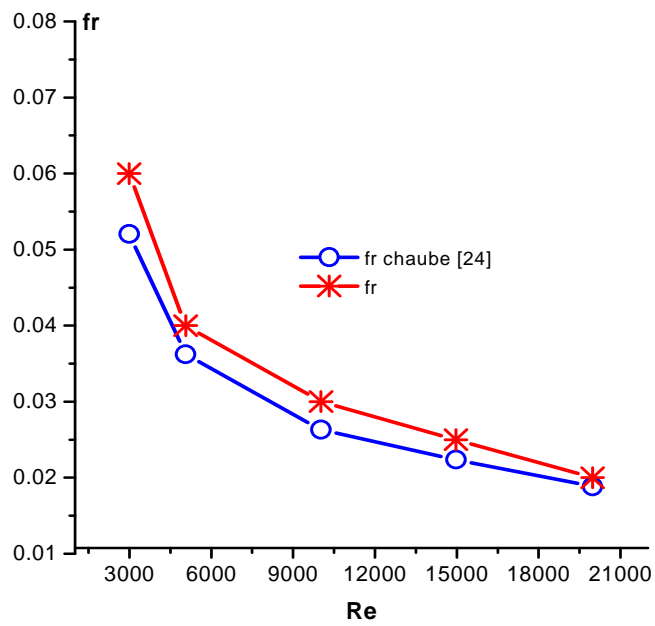


Fig. V.4 Evolution du facteur de frottement fr en fonction de Re

Nous remarquons une augmentation significative de Nu de 1.5 à 4 fois par rapport à celui d'un conduit lisse pour des valeurs du nombre de Reynolds entre 3000 et 15000.

D'autre part nous avons calculé le facteur de frottement pour différents nombres de Reynolds, en utilisant la relation [30]:

$$fr = \frac{\Delta P D_h}{1/2 \rho u_m^2 L} \quad (V.4)$$

Les résultats obtenus sont représentés sur la figure V.4. Nous pouvons remarquer que le facteur de frottement diminue avec le nombre de Reynolds, d'abord de façon très prononcée avant d'atteindre une allure plus constante.

Ceci s'explique par le fait que lorsque Re augmente l'épaisseur de la sous-couche laminaire ou visqueuse diminue, cela a pour effet la formation de plus de tourbillons, responsables de la perte d'énergie et donc de la diminution du facteur de frottement, [18]. Nous constatons également que nos résultats sont très proches de ceux obtenus par **Chaube** [24].

La distribution du nombre de Nusselt local sur la surface de l'absorbeur est représentée sur la figure V.5. On remarque que le nombre de Nusselt diminue à l'approche de la rugosité, puis augmente de façon très significative juste après celle-ci, dans la zone qui correspond au point de rattachement de l'écoulement séparé.

Nous avons comparé les résultats issus de notre simulation (Fig.V.5a) à ceux obtenus expérimentalement par **Tanda** [15] (V.5b), et les résultats numériques de **Chaube** [24] (V.5c). Nous pouvons remarquer très clairement que nos résultats se rapprochent mieux de ceux obtenus expérimentalement par **Tanda** [15]. En effet, le maximum des valeurs du nombre de Nusselt est égal à 61 qui est proche de la valeur expérimentale de Tanda (Nu=62), alors que celle de Chaube est autour de 69.

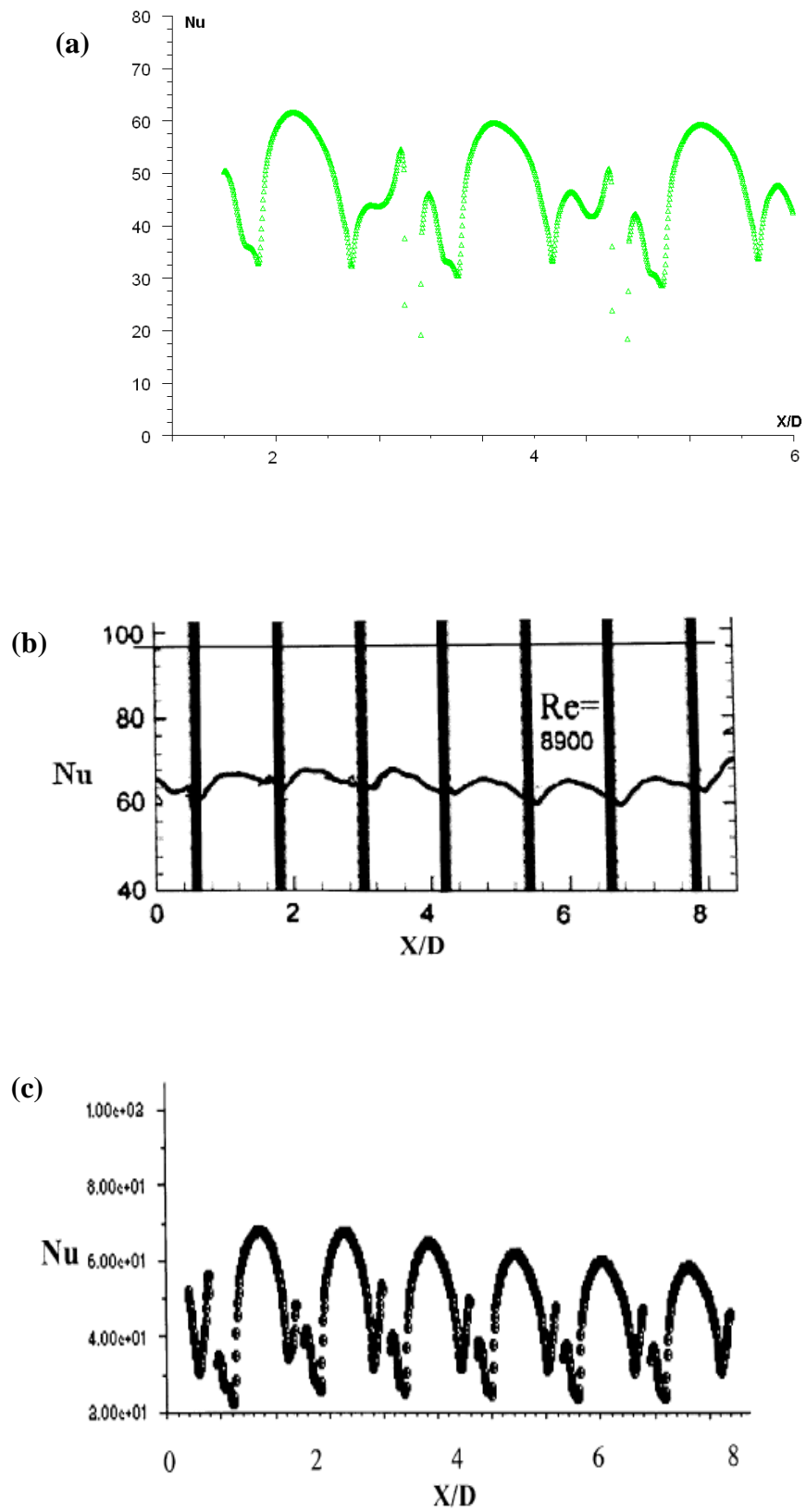


Fig.V.5(a, b, c) Distribution du nombre de Nusselt local autour de trois rugosités successives, $Re = 8900$.
 (a) notre simulation, (b) résultats expérimentaux [15], (c) résultats numériques [24]

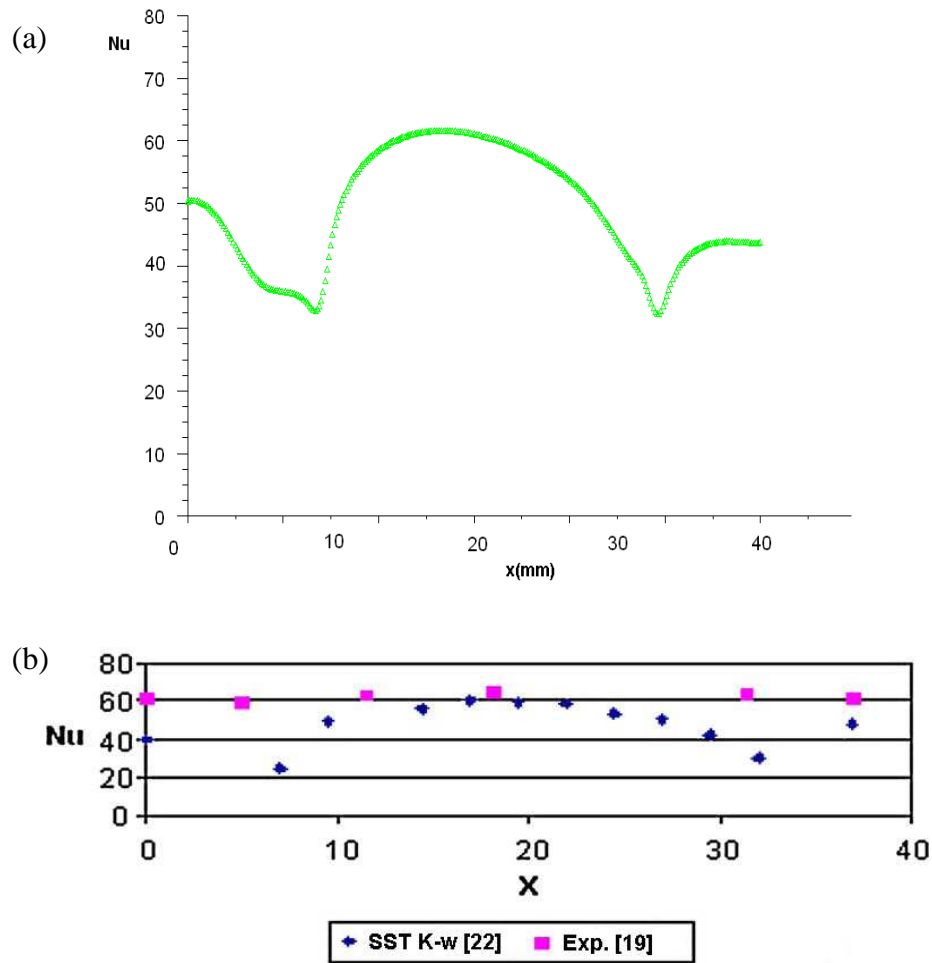


Fig. V.6 (a,b) Distribution du nombre de Nusselt local dans la région inter-rugosités (entre deux rugosités successives).(a) notre simulation, (b) résultats expérimentaux [15] et résultats numériques [24].

Beaucoup d'auteurs ont observé que l'accroissement du coefficient local de transfert thermique se produit au voisinage du point de rattachement [23], dans la région inter-rugosités. Afin de vérifier cette hypothèse nous avons tracé la distribution du nombre de Nusselt local dans la région inter-rugosités et nous avons effectivement observé l'allure parabolique de cette courbe avec des minima qui coïncident avec les zones de séparation de l'écoulement alors que les pics sont enregistrés dans les zones de rattachement du fluide.

Nous avons comparé les résultats obtenus aux résultats numériques de **Chaube [24]** et ceux obtenus expérimentalement par **Tanda [15]**, Fig.V.6 (a,b). Ceux-ci se sont avérés plus proches des résultats expérimentaux de **Tanda [15]**.

Comme les données détaillées des paramètres d'écoulement comprenant le point de séparation, le point de rattachement dans le domaine étudié sont indispensables pour l'analyse du mécanisme de transfert de chaleur, nous avons relevé les abscisses des points de rattachement (x) du fluide à l'aval de chaque rugosité ainsi que les longueurs de rattachement (L_r) relatives aux points sus cités. Les résultats obtenus sont représentés sur la figure V.7. Comparés, aux résultats de **Chaube [24]**, ils montrent une bonne concordance avec ceux-ci.

Nous pouvons observer que les longueurs de rattachement diminuent progressivement après chaque rugosité avant de se stabiliser autour d'une valeur constante qui correspond au régime de turbulence pleinement développée.

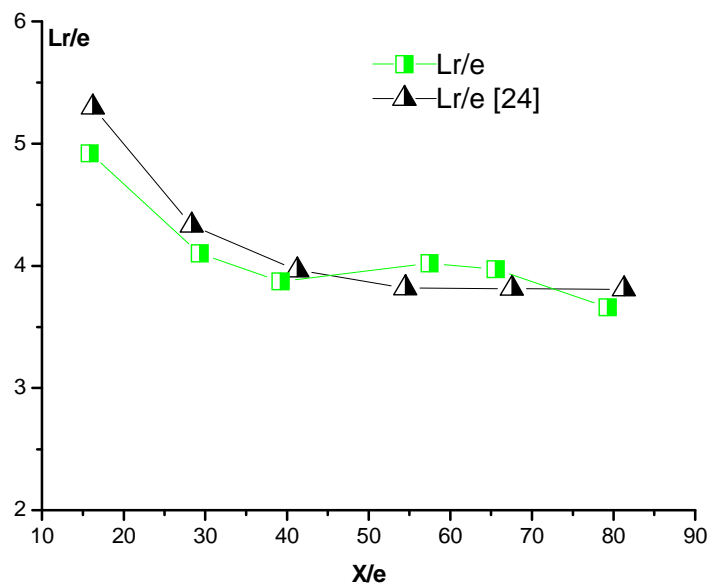


Fig. V.7 Variation de la longueur de rattachement en fonction des abscisses des points de rattachement.

D'autres résultats relatifs aux deux configurations étudiées (profils longitudinaux des vitesses, contours de vitesse, de température, distribution locale du nombre de Nusselt et du coefficient de transfert de chaleur sur la surface de l'absorbeur) sont disponibles en (Annexe B).

V-3 APPROCHE AU CAS DU CAPTEUR SOLAIRE A AIR

Pour approcher le cas du capteur solaire à air, nous avons considéré une configuration géométrique proche de celle du capteur plan conventionnel avec des paramètres optimaux. Il s'agit d'un conduit de section rectangulaire dont la paroi inférieure munie de rugosités transversales qui représente l'absorbeur, est soumise à un flux de chaleur correspondant au rayonnement solaire incident reçu par le capteur. Nous avons considéré deux types de rugosités transversales, à section rectangulaire et à section carrée.

V-3-1 Paramètres géométriques

Les dimensions du conduit et des rugosités ont été choisies de façon optimale en se basant sur les résultats disponibles dans la littérature. En effet, **Liou et al [76]** ont réalisé une étude numérique et expérimentale pour analyser l'écoulement et le transfert thermique d'un fluide dans un canal rectangulaire en présence de rugosités périodiques transversales. Ils ont montré que les paramètres d'écoulement ainsi que les dimensions géométriques sont deux facteurs principaux influençant le coefficient de transfert thermique. L'effet combiné s'avère optimal pour p/e égal à 10, et e/D entre 0.02 et 0.05, qui donne la valeur maximale du coefficient de transfert de chaleur par convection, **S.V.Karmare [77]**. Cela nous a guidé dans le choix des dimensions du conduit ainsi que des rugosités. Les paramètres utilisés sont résumés dans le tableau suivant :

<i>paramètres</i>	<i>valeurs</i>
<i>Diamètre Hydraulique</i>	<i>0.175</i>
<i>Facteur d'aspect (W/H)</i>	<i>7</i>
<i>P/e</i>	<i>10</i>
<i>e/D</i>	<i>0.05</i>

Tab.V. 1 Paramètres géométriques

V-3-2 Paramètres de Simulation

Test de maillage

Plusieurs grilles ont été utilisées afin de mettre en évidence l'indépendance de la solution par rapport au nombre de mailles. Le paramètre que nous avons considéré pour ce test est le nombre de Nusselt moyen sur la surface de l'absorbeur. Les grilles utilisées

ont un nombre de mailles allant de 148000 à 726000 cellules. Nous avons constaté qu'au bout de 360 000 mailles, la valeur de Nu ne varie presque plus.

Critère de convergence

Afin de déterminer le niveau de convergence le plus approprié, nous avons calculé le nombre de Nusselt moyen sur la surface de l'absorbeur pour différentes valeurs des résidus. Nous avons résumé ces résultats dans le tableau suivant :

Nombres d'itérations	386	446	900	1224	1534	1938	2250
Nu _{moy}	68.20	71.83	73.87	69.21	60.12	60.06	60.05

Ceci nous a amené à fixer les critères de convergence correspondant aux valeurs de résidus suivantes :

Résidus	continuité	u _x	u _y	énergie	k	w
Valeurs	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴	10 ⁻⁸	10 ⁻⁴	10 ⁻⁴

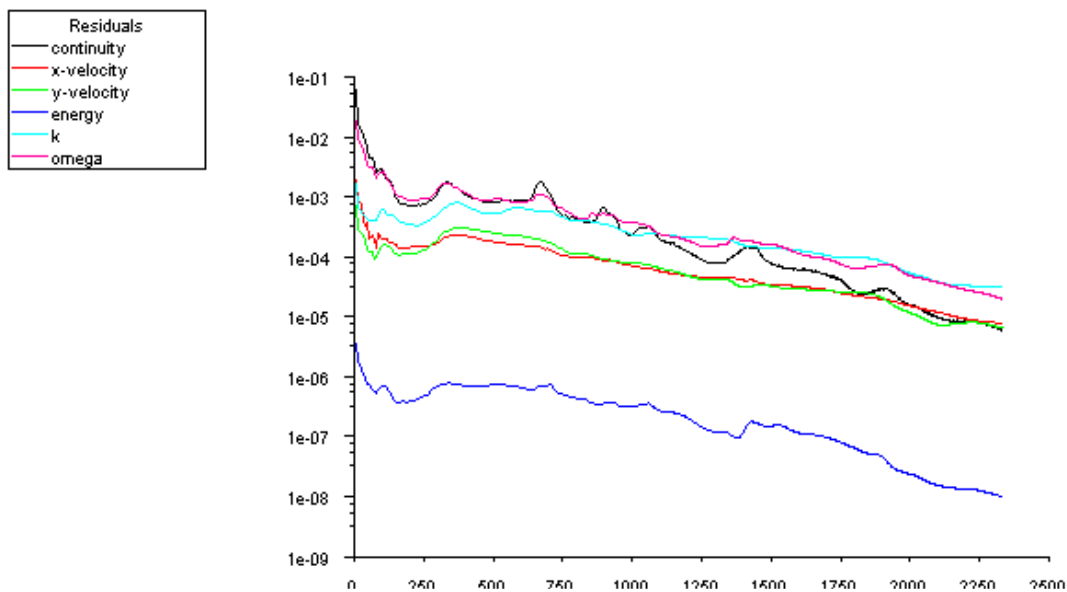


Fig. V.8 Courbe des résidus

V-4 ANALYSE DE L'ÉCOULEMENT

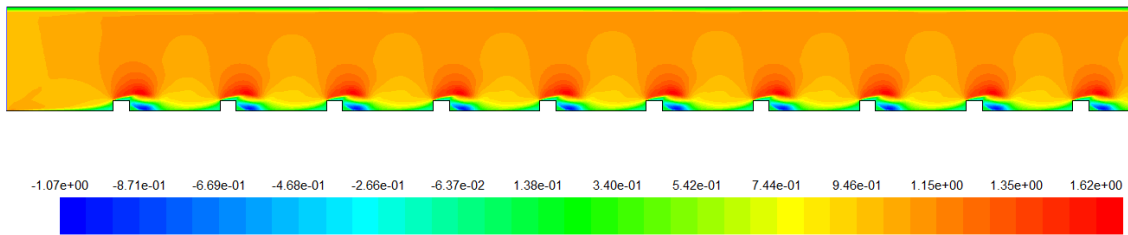
Pour comprendre le mécanisme du transfert thermique entre l'air et la surface chauffée de l'absorbeur et principalement dans la région d'inter-rugosités, il est important d'analyser les caractéristiques de l'écoulement du fluide, qui sont responsables du mécanisme de transfert.

Le régime de l'écoulement ainsi que l'intensité de turbulence sont deux facteurs principaux influençant le coefficient local de transfert thermique, **Rau G. [78]**.

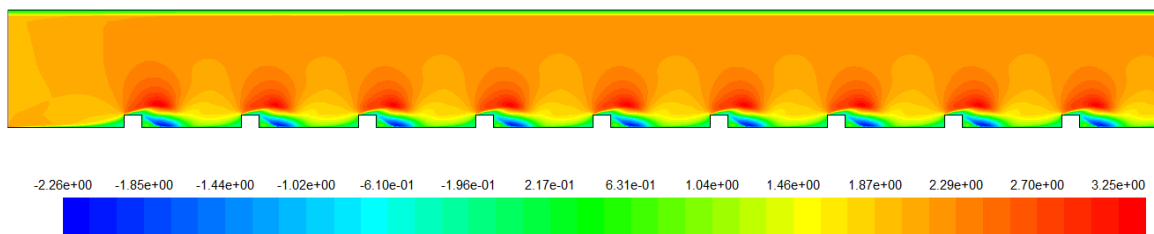
Beaucoup d'auteurs ont observé que l'accroissement du coefficient local de transfert thermique se produit au voisinage du point de rattachement, **Lee [23]**. Par conséquent, les données détaillées des paramètres d'écoulement comprenant le point de séparation, le point de rattachement, la distribution de vitesses ainsi que l'intensité de la turbulence dans le domaine étudié sont nécessaires pour l'analyse du mécanisme de transfert de chaleur.

Les figures V.9 représente la distribution de la composante longitudinale de la vitesse (u_x) autour des rugosités artificielles rectangulaires pour trois valeurs du nombre de Reynolds. Nous remarquons que les plus faibles valeurs de la vitesse sont enregistrées dans les couches de fluide qui sont adjacentes aux parois. Dans la région en aval de la rugosité, on note des valeurs de vitesse très basses, parfois négatives, qui correspondent aux zones de recirculations. En raison des changements du sens d'écoulement produit par les rugosités, des zones de vitesses plus élevées apparaissent au-dessus de chacune d'elles. Ces zones où la vitesse est augmentée, représentent, des zones de sur-vitesse qui peuvent atteindre 150 % la vitesse d'entrée. Lorsque le nombre de Reynolds augmente, nous pouvons observer que la zone de recirculation en aval de la rugosité s'élargit car la longueur de rattachement augmente avec le nombre de Reynolds. De plus, la région de survitesse augmente au-dessus de la rugosité. La distribution de vitesse autour des rugosités rectangulaire est identique à celle autour des rugosités de sections carrées (Fig. V.10). Afin d'observer de plus près les principales zones de recirculations qui apparaissent en amont, au dessus et en aval de la rugosité, nous avons tracé la distribution des vecteurs de vitesses (composante longitudinale) autour des rugosités rectangulaires (Fig. V.11), pour différents nombres de Reynolds. Nous pouvons remarquer une première zone de faible recirculation en amont de la rugosité qui apparaît lorsque l'écoulement est décollé. D'abord à peine observable, elle prend de l'ampleur avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Re=11900



Re=23900



Re=35900

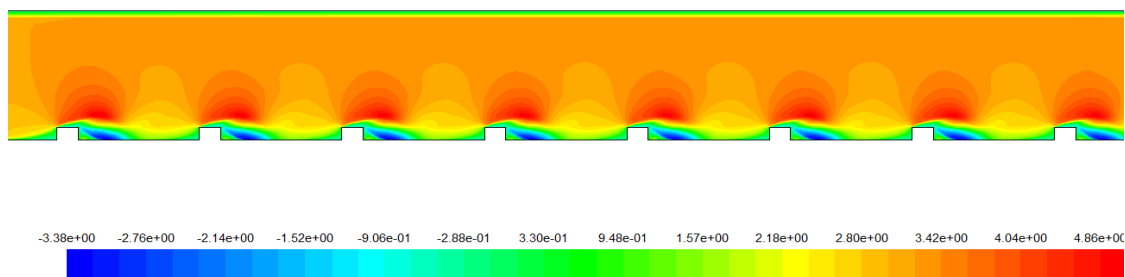
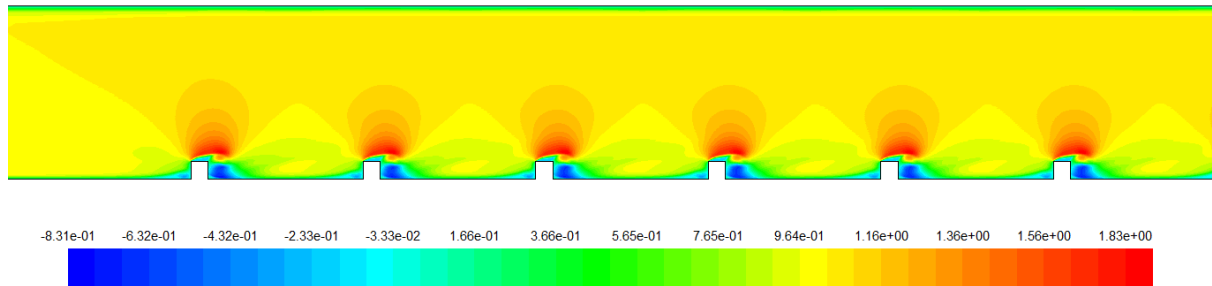
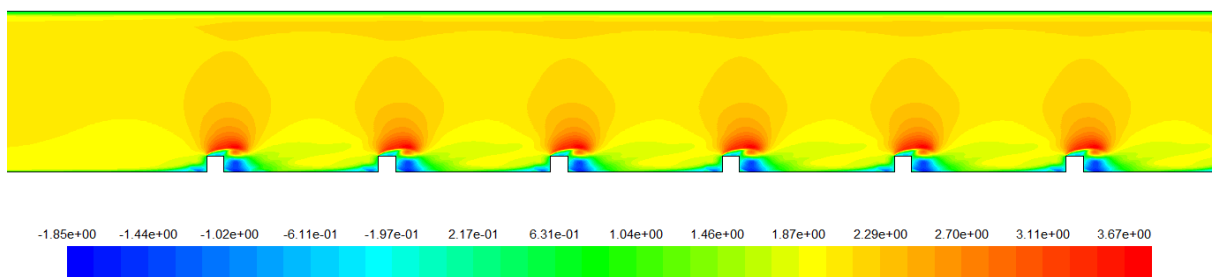


Fig. V.9 Contours de la vitesse longitudinale u_x autour des rugosités rectangulaires

Re=11900



Re=23900



Re=35900

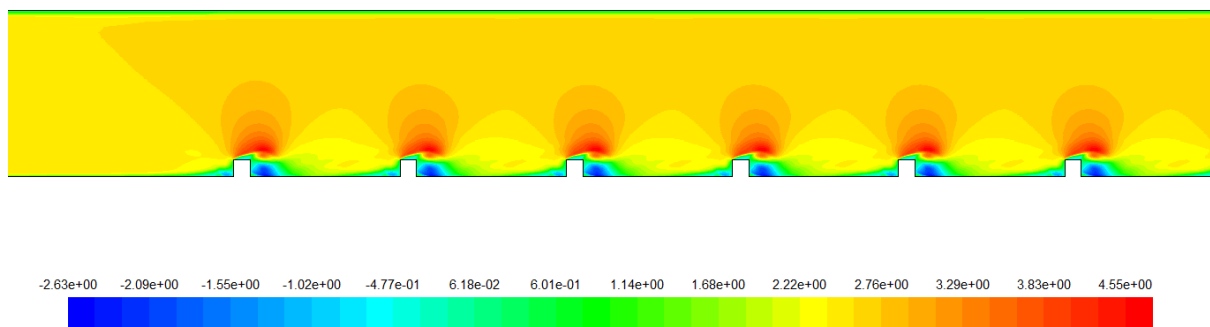
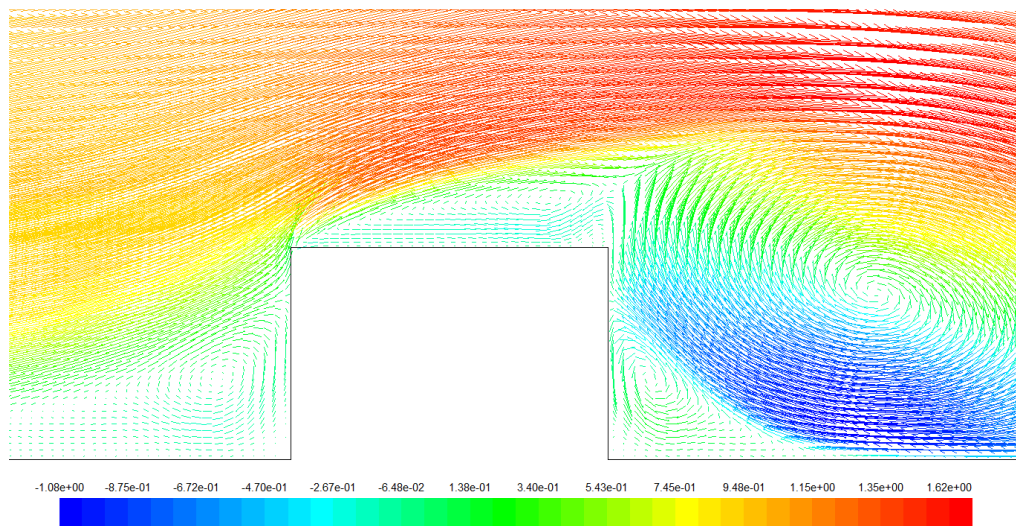


Fig. V.10 Contours de la vitesse longitudinale u_x autour des rugosités carrées

La deuxième zone de recirculation apparaît au-dessus de la rugosité, elle s'élargit en atteignant le bord de la rugosité. Les valeurs négatives de la vitesse indiquent l'existence de la zone de séparation et de rattachement de l'écoulement à la paroi.

En aval de la rugosité et près de la paroi, on observe une grande zone de recirculation qui correspond à la zone de rattachement de l'écoulement à la paroi et une petite zone dans le coin inférieur de la rugosité qui prend de l'ampleur à mesure que le nombre de Reynolds augmente.

La fonction de courant est représentée sur la figure V.12 pour l'écoulement autour des rugosités rectangulaires pour différentes valeurs du nombre de Reynolds



Re=17900

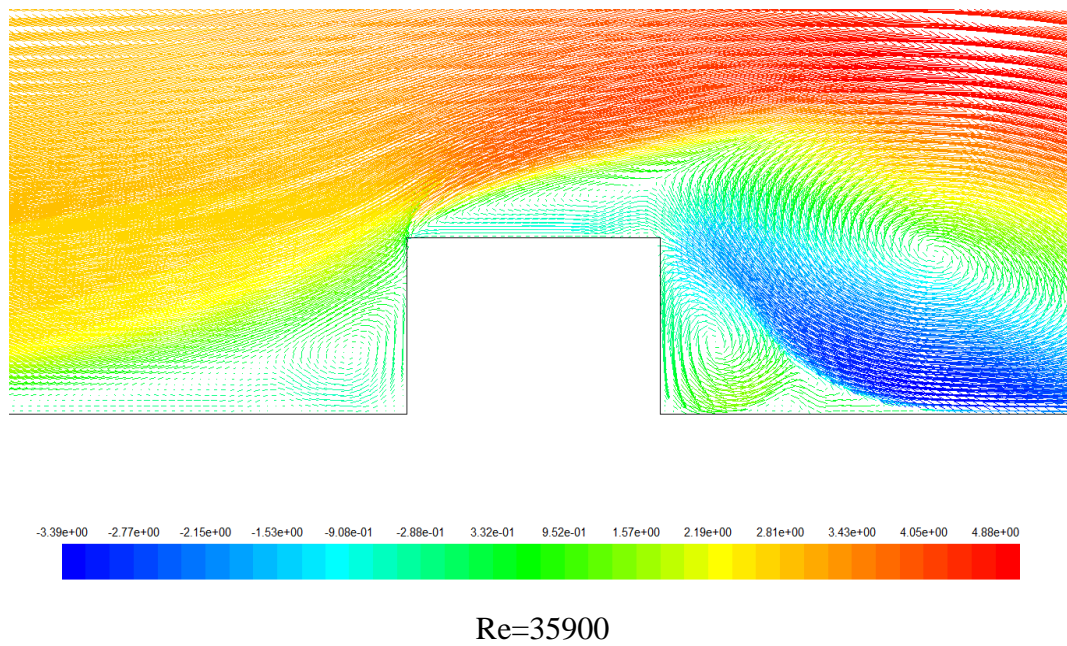
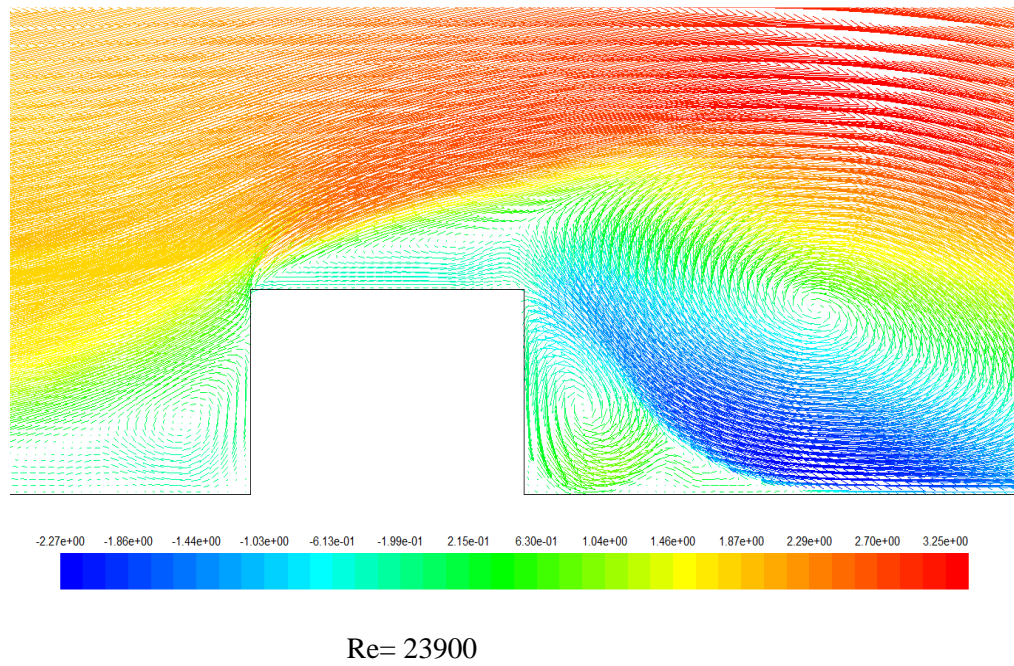
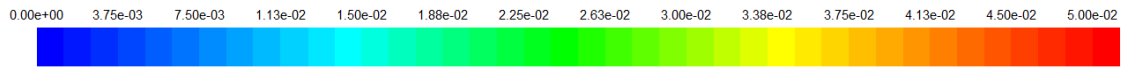
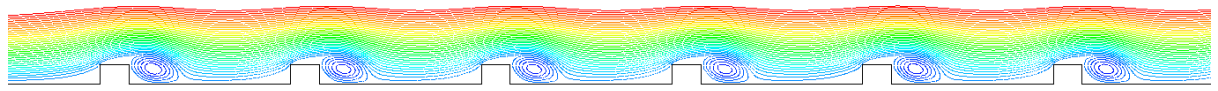
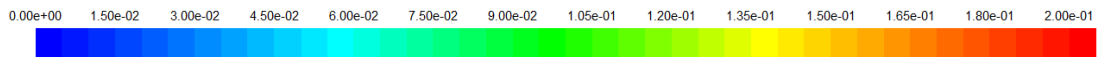
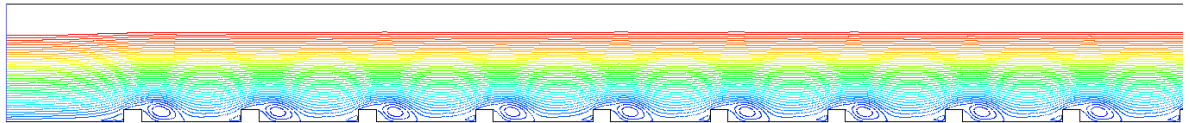


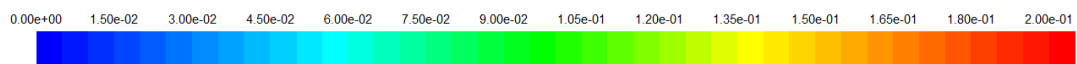
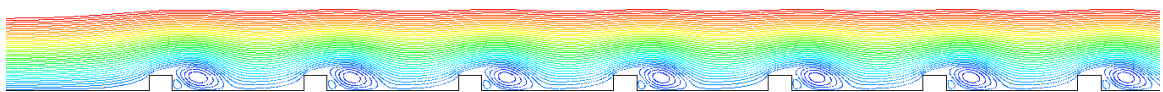
Fig. V.11 Distribution des vecteurs de vitesse (composante longitudinale) autour des rugosités rectangulaires



Re=11900



Re=23900



Re=35900

Fig. V.12 Contours de la fonction de courant autour des rugosités rectangulaires

V-4-1 Analyse des profils de vitesse

Afin de mettre en évidence l'influence de la présence de rugosités à la surface de l'absorbeur sur l'écoulement de l'air, nous avons tracé le profil de la vitesse (magnitude) dans des sections d'abscisses différentes le long du conduit d'air, et pour des valeurs croissantes du nombre de Reynolds. Une étude comparative entre les rugosités à section carrées et rectangulaire est également présentée.

Les sections transversales occupent les points d'abscisses ($X1=0.15\text{m}$, $X2=0.19\text{m}$, $X3=0.205\text{m}$, $X4=0.230\text{m}$, $X5=0.260\text{m}$, $X6=0.290\text{m}$, $X7=0.305\text{m}$, $X8=0.330\text{m}$). Leurs positions par rapport aux rugosités sont schématisées sur la figure V.13.

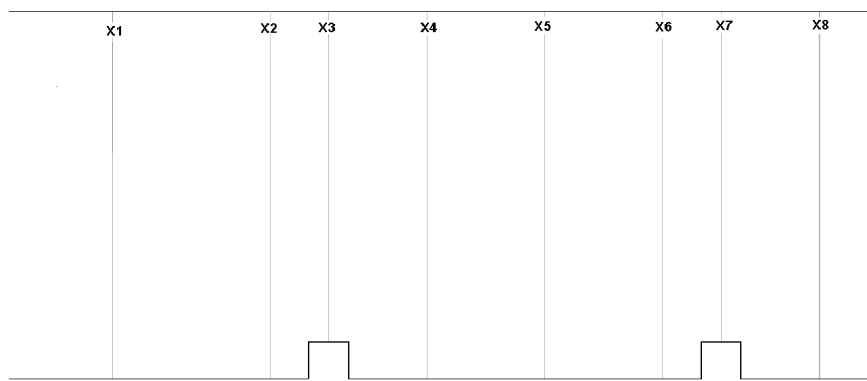


Fig. V.13 Positions des sections transversale par rapport aux rugosités

A la position X1, l'écoulement a un profil parabolique et ne subit aucune déformation quels que soit le nombre de Reynolds et la section transversale (carrée ou rectangulaire)(Fig.V14).

A l'approche de la rugosité (X2), les profils sont déformés du côté bas (Fig. V.15).

La déformation est plus visible sur la figure V.16 où on remarque que le profil de vitesse est plus perturbé à mesure que Re augmente et ceci est plus apparent pour les rugosités carrées.

A la position X3, l'écoulement est exactement au-dessus de la première rugosité (Fig. V.17). On constate que la partie basse du profil de vitesse est fortement distordue car le fluide se trouve dans la zone de sur-vitesse. On enregistre une augmentation de la vitesse de l'ordre de 90 à 160 %. Le maximum est atteint pour le nombre de Reynolds le plus élevé ($Re=17990$). Il est à noter que l'augmentation de la vitesse est plus sensible dans le cas des rugosités carrées, cela s'explique par la diminution de la surface de la

rugosité qui fait que le fluide atteint plus vite le bord et se retrouve dans la zone de sur-vitesse.

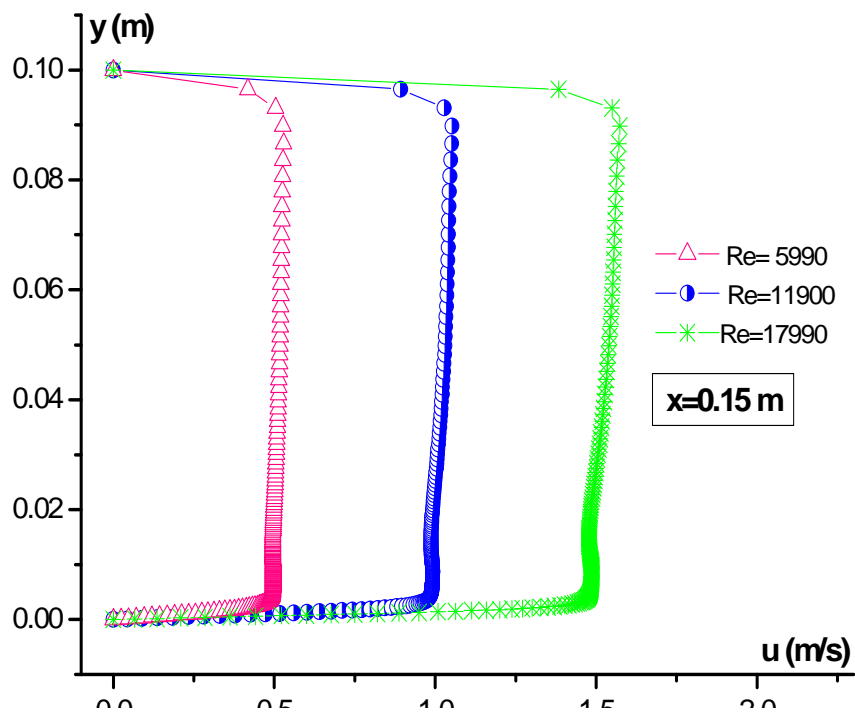
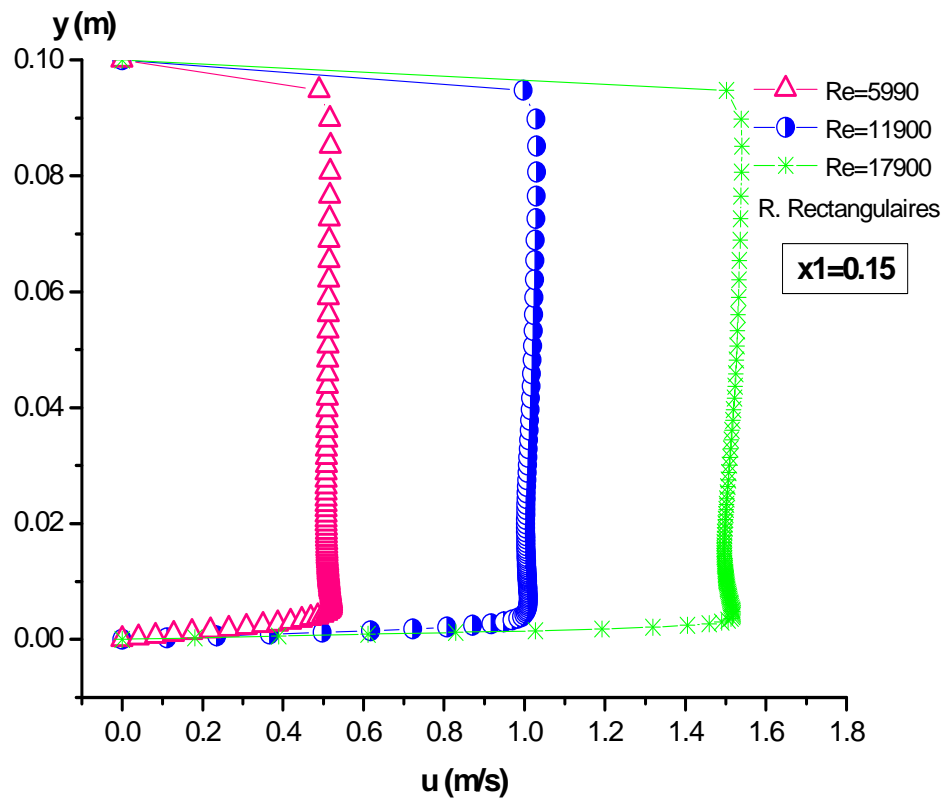
En aval de la rugosité, à la position X4, l'écoulement atteint la grande zone de recirculation, (Fig. V.18). La vitesse décroît rapidement jusqu'à s'annuler. La distorsion dans le profil de vitesse est plus marquée lorsque Re augmente et dans le cas des rugosités carrées pour la même raison citée plus-haut.

A la position X5, l'écoulement se trouve au milieu de la zone de recirculation et dans le voisinage du point de rattachement qui est une zone à fort gradient de vitesse. La partie basse du profil subit une très forte perturbation où on observe une diminution brusque de la vitesse puis une légère augmentation, Fig.(V.19).

Plus loin, à la position X6, l'écoulement sort de la zone de recirculation et se rapproche de la deuxième rugosité, (Fig.V.20). Le profil de vitesse retrouve sensiblement sa forme parabolique, avec une légère perturbation vers le bas et pour Re le plus élevé.

Lorsque l'écoulement atteint la position X7, il se retrouve au-dessus de la deuxième rugosité. La partie inférieure du profil de vitesse est modifiée par l'augmentation de vitesse que subit l'écoulement (Fig. V.21). C'est la zone de sur-vitesse. Le phénomène est plus accentué pour les valeurs élevées du nombre de Reynolds et dans le cas des rugosités carrées.

A la position X8, l'écoulement se trouve en aval de la deuxième rugosité (Fig.V.22). Le profil de vitesse n'est plus perturbé mais conserve une valeur supérieure à la vitesse d'entrée, surtout pour les valeurs élevées de Re . Pour les rugosités rectangulaires, à cette position l'écoulement se trouve plus près de la rugosité et subit le gradient de pression de la petite zone de recirculation dans la partie inférieure de la rugosité.



R. Carrées

Fig.V.14 Profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $X_1=0.15$ m

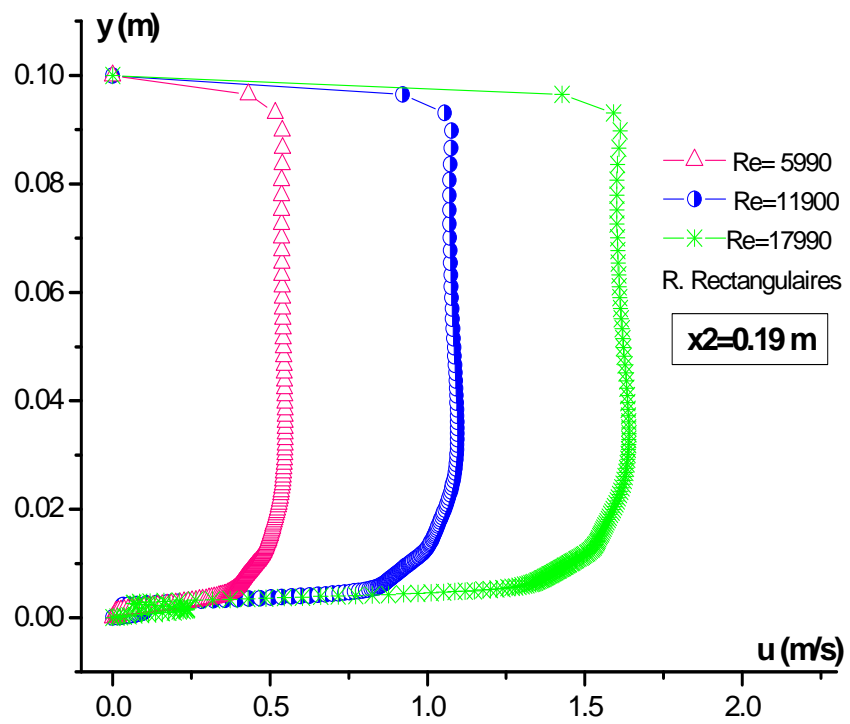
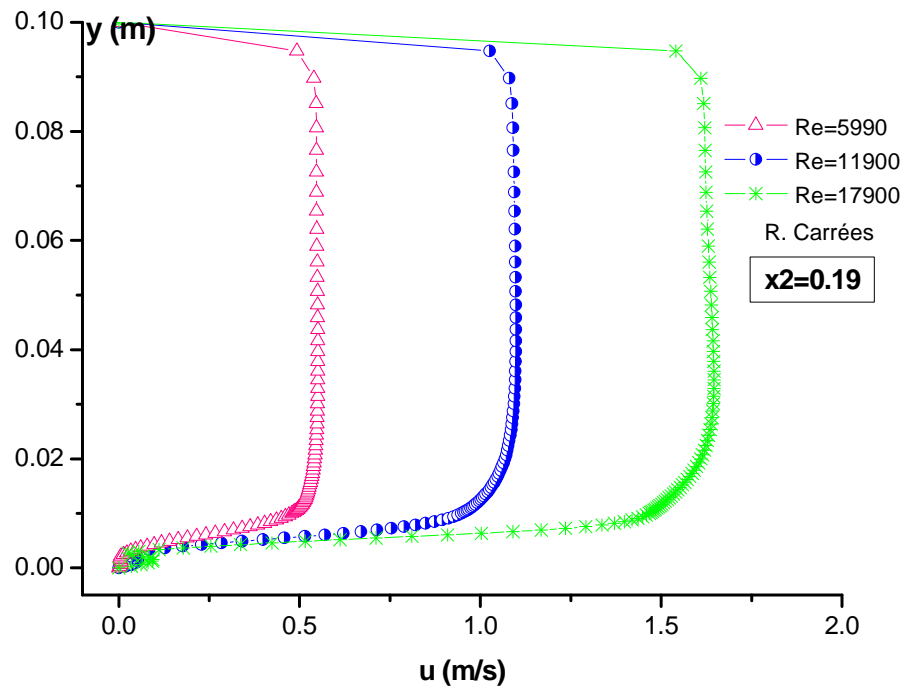


Fig.V.15 Profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_2=0.19$ m

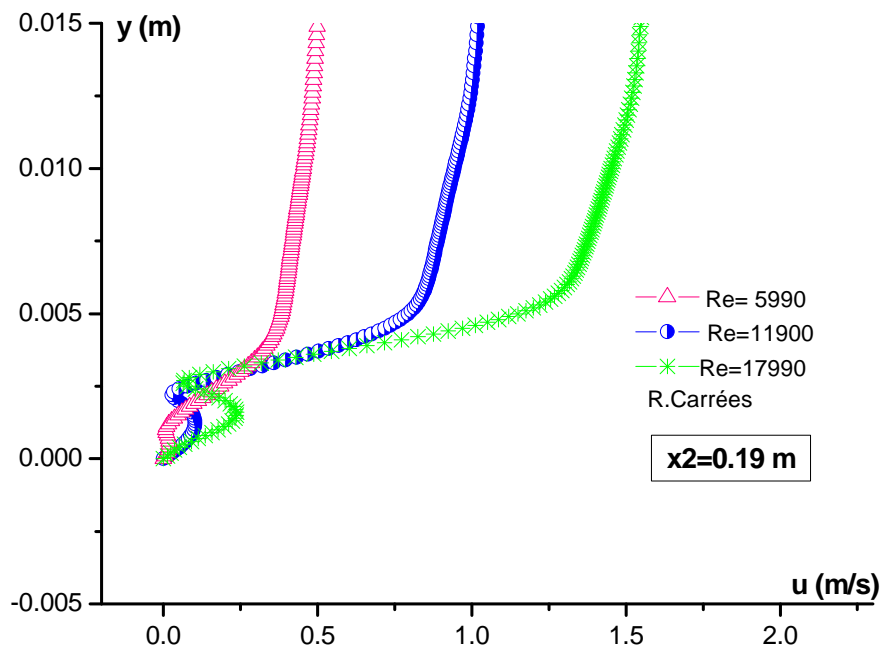
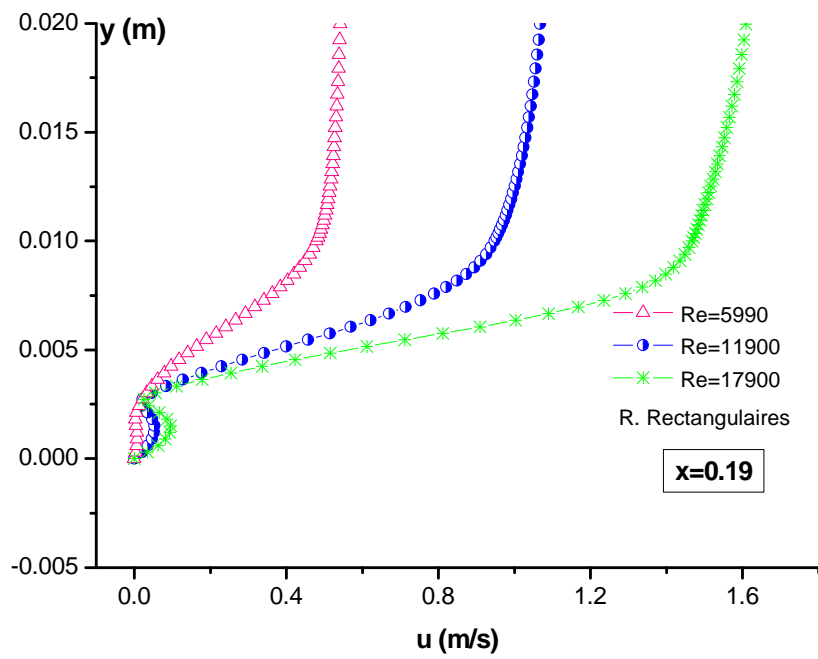


Fig.V.16 Zoom sur les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_2=0.19$ m

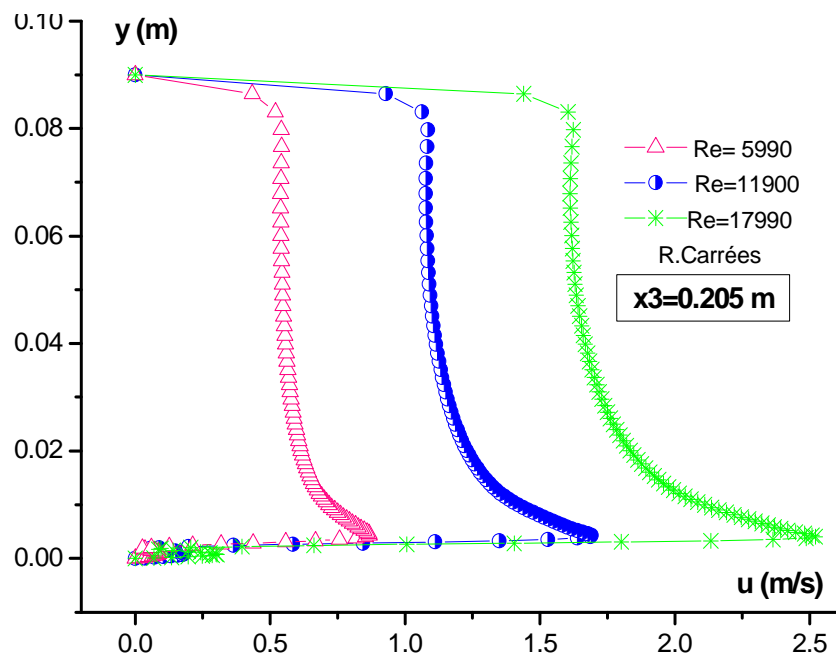
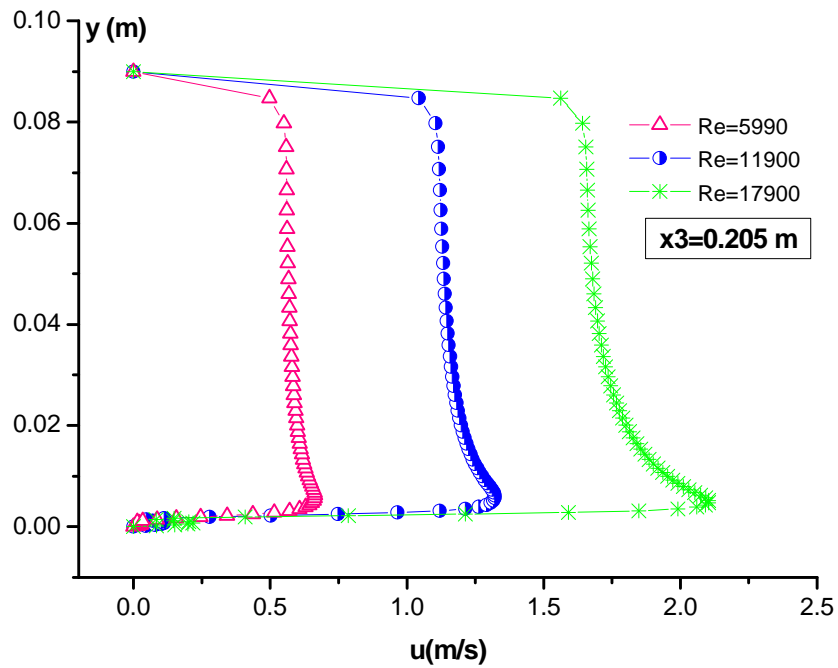


Fig.V.17 Les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_3 = 0.205$ m

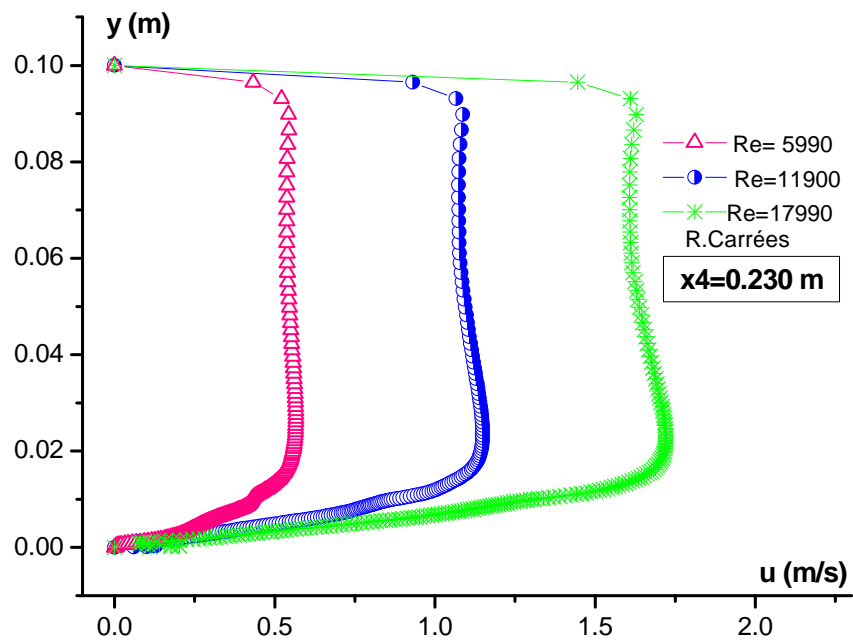
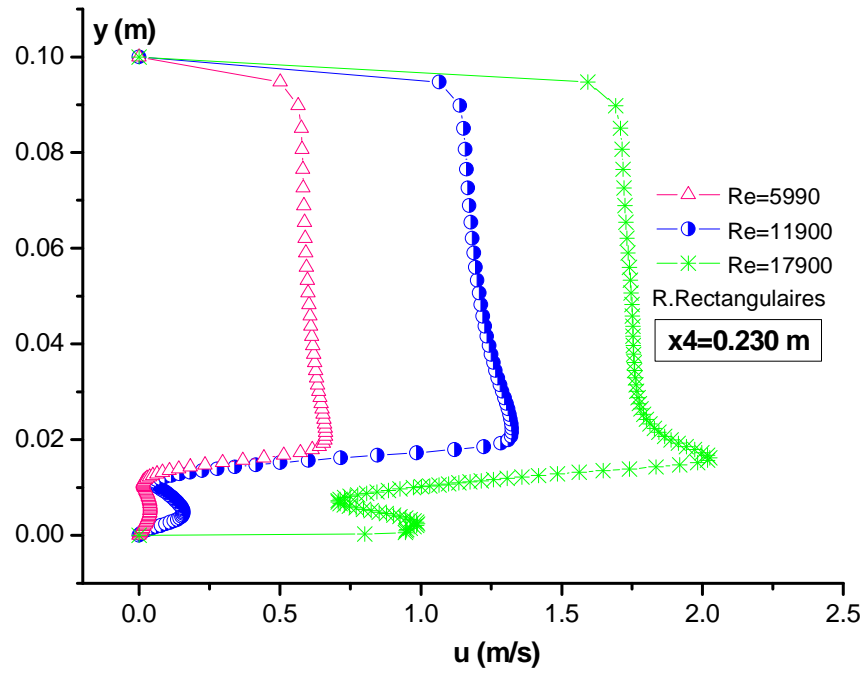


Fig.V.18 Les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_4 = 0.230$ m

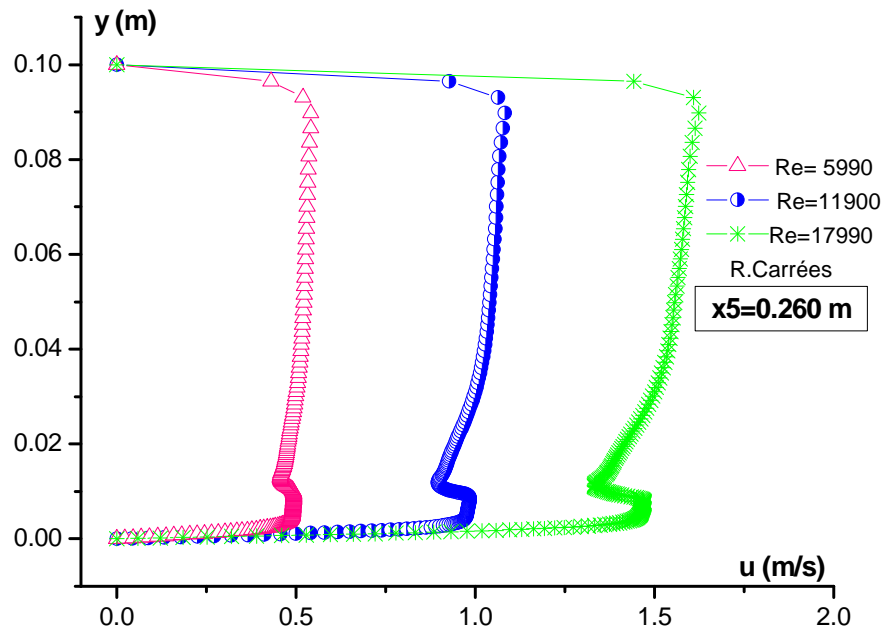
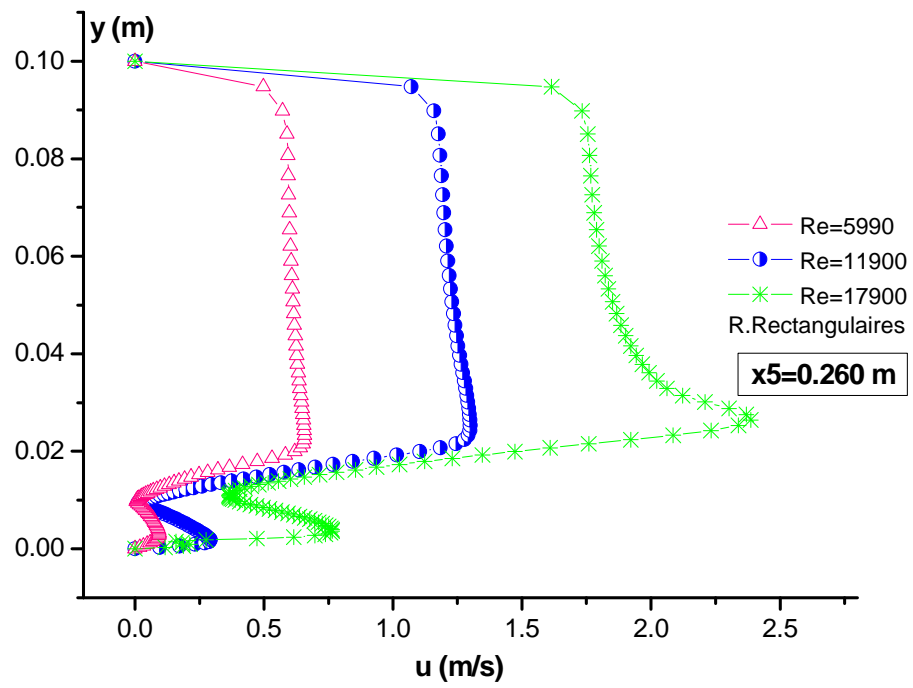


Fig.V.19 Les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_5=0.260m$

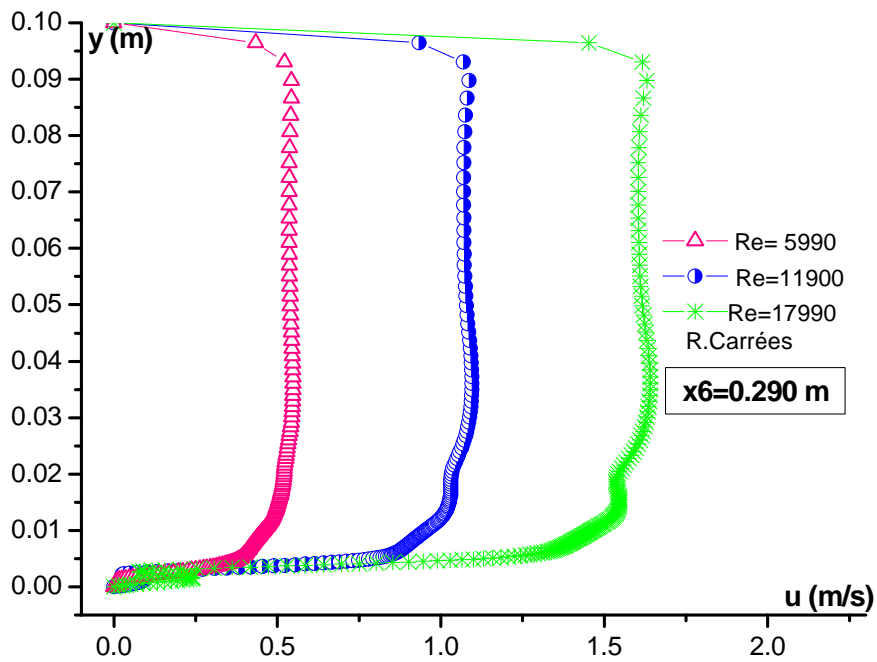
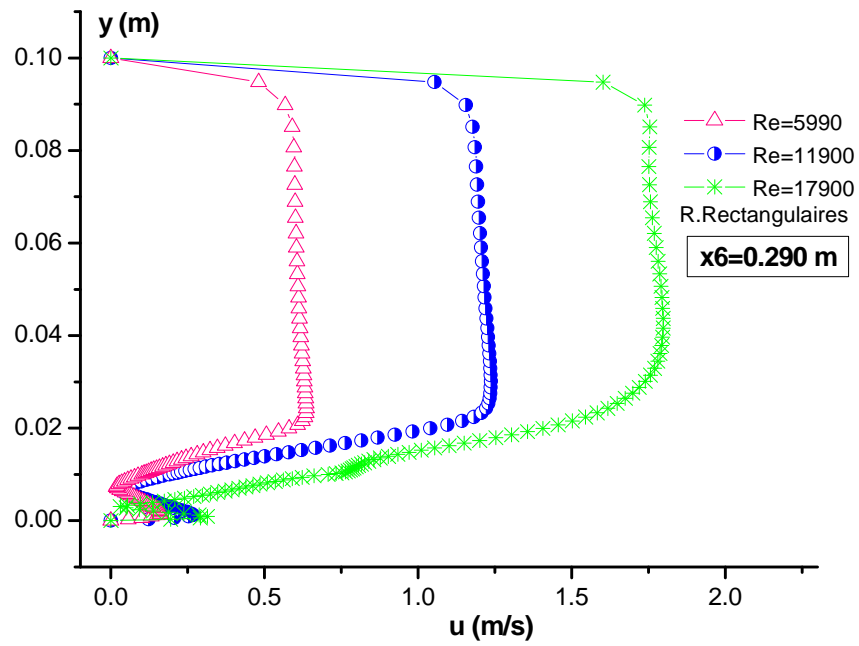


Fig.V.20 Les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_6=0.290$ m

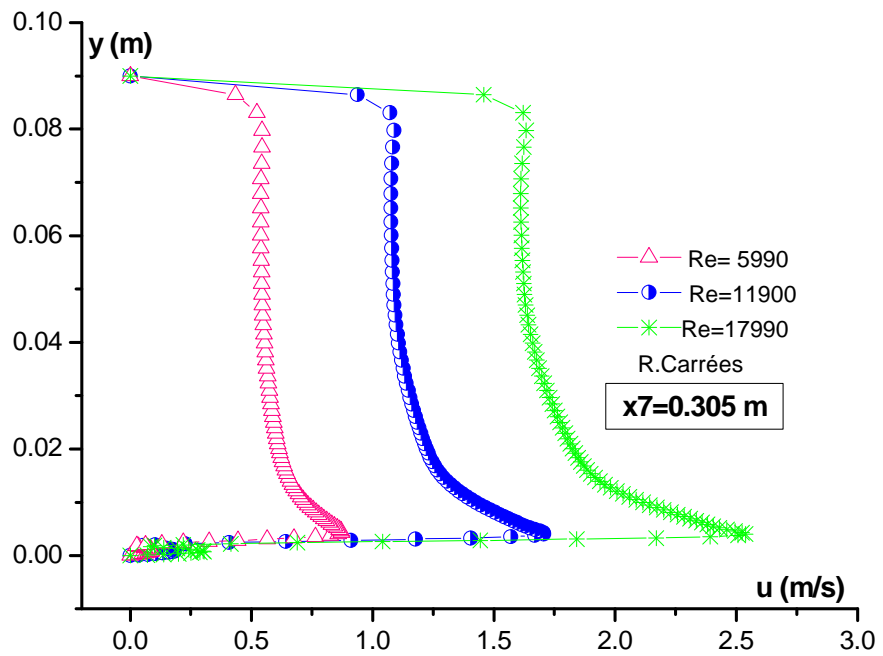
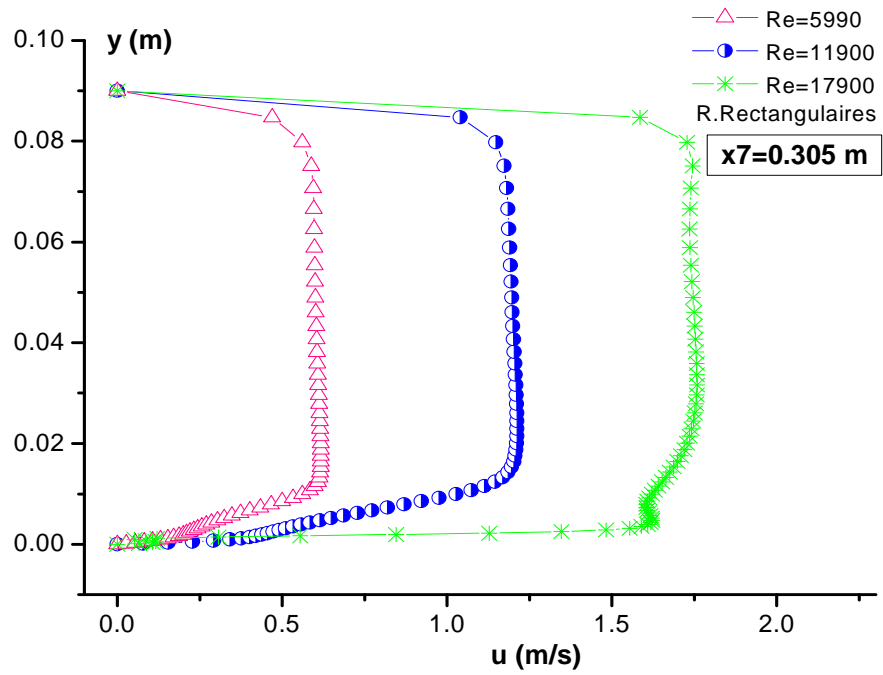


Fig.V.21 Les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_7 = 0.305$ m

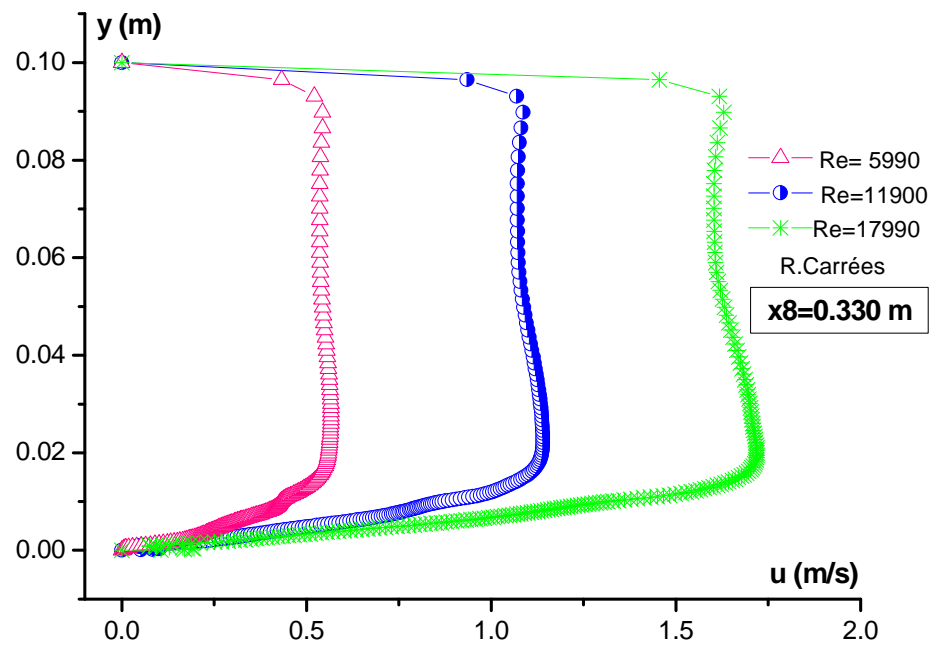
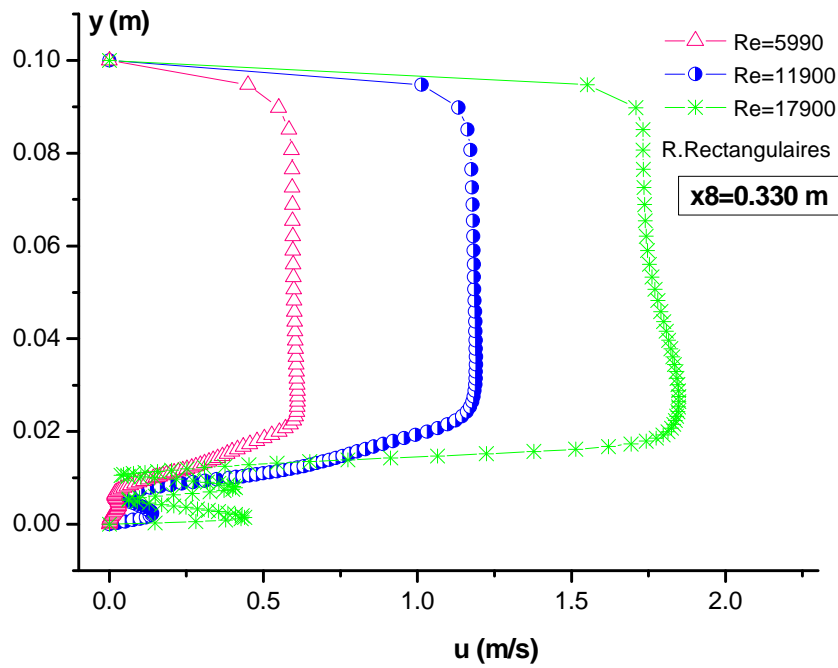


Fig.V.22 Les profils de vitesse le long de la hauteur du conduit pour $x_8=0.330$ m

V-5 ANALYSE DU TRANSFERT DE CHALEUR

L'analyse du transfert de chaleur est basée sur le calcul du nombre de Nusselt, du coefficient d'échange de chaleur par convection ainsi que du facteur de frottement, témoins d'un bon transfert de chaleur. La température de sortie de l'air aussi est un paramètre important dans les capteurs solaires. A cet effet, sa valeur moyenne a été calculée pour chaque nombre de Reynolds. Une comparaison entre les performances thermo-hydrauliques des conduits munis de rugosités rectangulaires ou carrées sera également présentée.

V-5-1 Influence du nombre de Reynolds

Lorsque la vitesse du fluide et la turbulence sont faibles, le transport d'énergie se fait essentiellement par conduction. Par contre, si la vitesse est élevée et si le mélange entre le fluide chaud et le fluide froid est important, il contribue notablement au transfert d'énergie par convection, [77].

La figure V.23 représente l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les rugosités rectangulaires et carrées. Nous observons que Nu augmente de façon presque linéaire avec Re . Ce résultat était prévisible car aux bas nombres de Reynolds, la valeur du nombre de Nusselt pour tous les types de surfaces est sensiblement constante, car la sous-couche laminaire présente une grande résistance au transfert thermique. Pour briser cette sous-couche, on place des rugosités artificielles sur la surface de l'absorbeur. Cette perturbation dans la couche de frontière augmente le taux de transfert thermique. La présence de vortex générés par la présence des rugosités cause également une perte d'énergie ayant pour résultat l'augmentation du facteur de frottement. Ainsi le nombre de Nusselt et le facteur de frottement pour les surfaces rugueuses sont plus élevés que pour les surfaces lisses. Nous pouvons constater que les courbes du nombre de Nusselt pour les rugosités rectangulaires et carrées sont sensiblement identiques, car celui-ci ne dépend pas de la forme géométrique des rugosités.

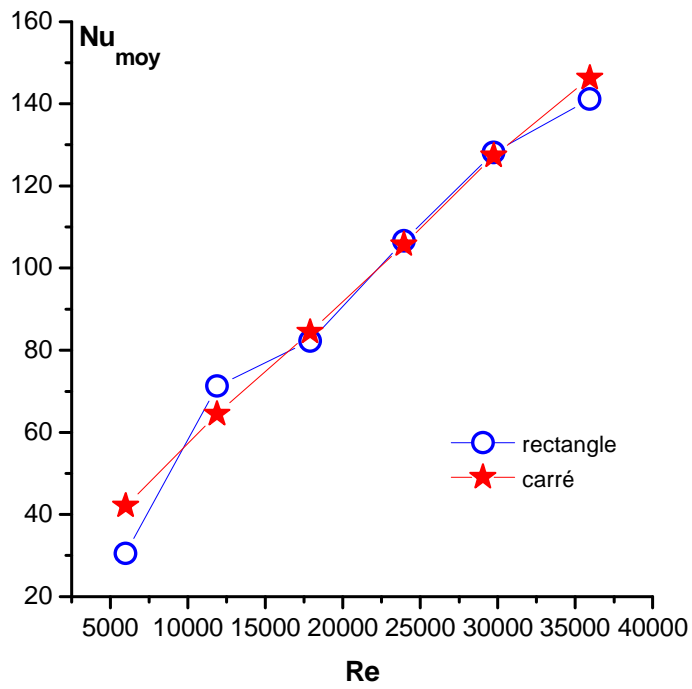


Fig.V.23 Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

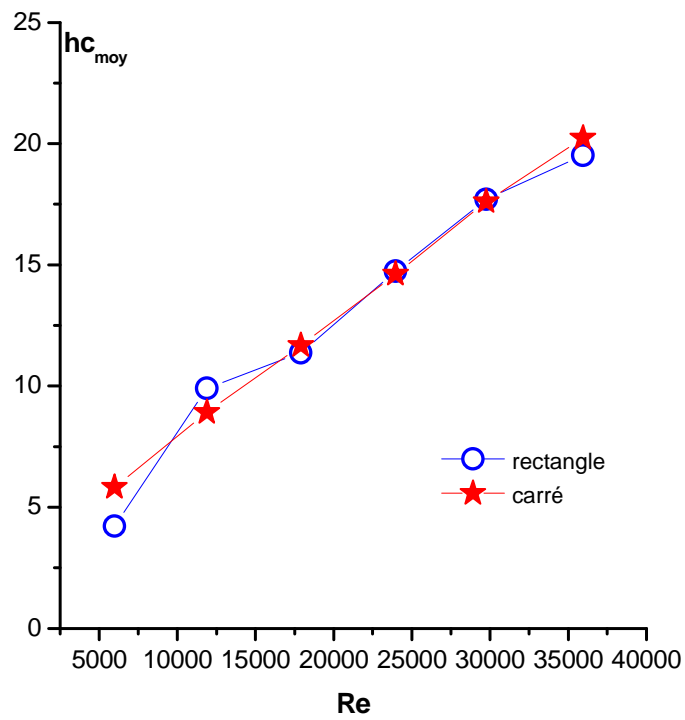


Fig.V.24 Evolution du coefficient de transfert de chaleur par convection en fonction du nombre de Reynolds

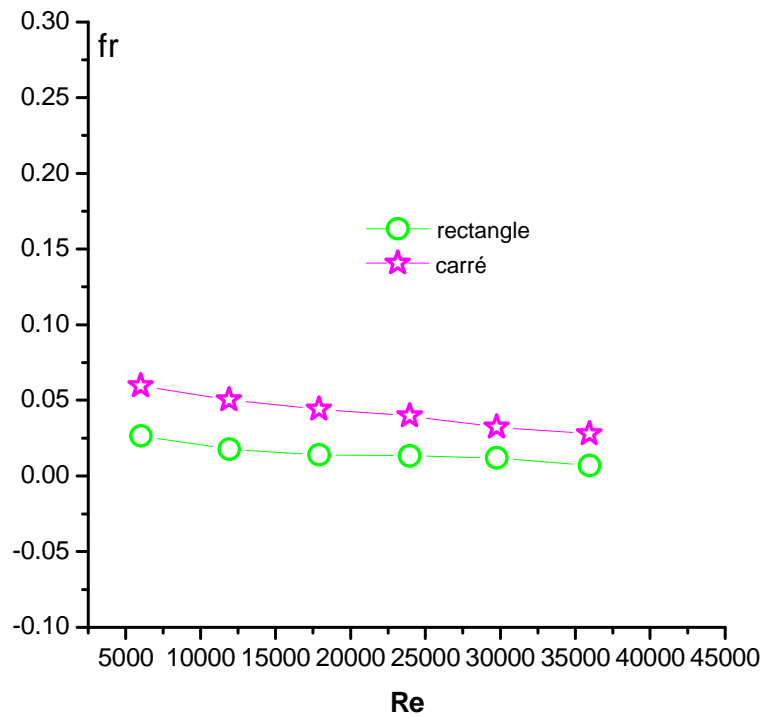


Fig.V.25 Evolution du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds

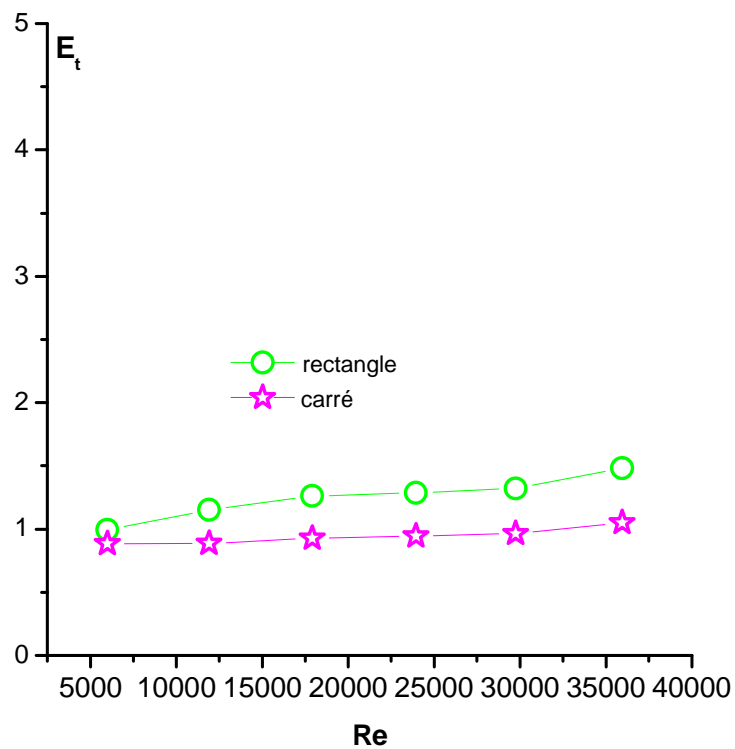


Fig.V.26 Evolution du paramètre de performance global en fonction du nombre de Reynolds

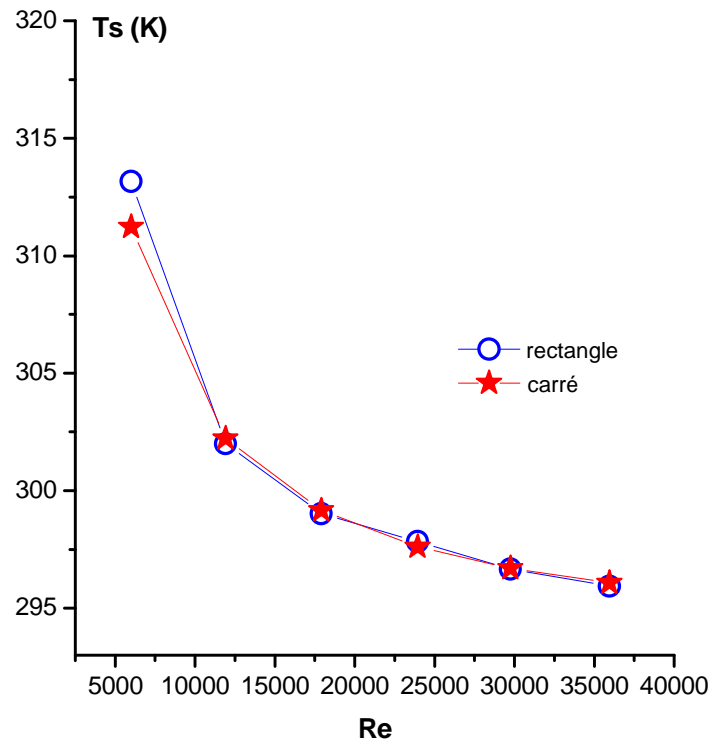


Fig.27 Courbe de variation de la température de sortie en fonction du nombre de Reynolds

La figure V.24 représente l'influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de transfert de chaleur par convection h_c . On rappelle que celui-ci est calculé à partir du nombre de Nusselt par la relation :

$$h_c = \text{Nu} D_h / \lambda \quad (\text{V.52})$$

C'est la raison pour laquelle, on constate que sa courbe d'évolution présente la même allure que celle du nombre de Nusselt. En effet, celui-ci augmente régulièrement avec le nombre de Reynolds. Cependant, une valeur élevée du nombre de Nusselt ou du coefficient h_c n'est pas un gage d'une bonne efficacité thermique. Car lorsque le nombre de Reynolds augmente, les tourbillons générés provoquent aussi des pertes de pression. C'est pour cette raison qu'il est important d'estimer le facteur de frottement pour les surfaces munies de rugosités, en plus du nombre de Nusselt.

La figure V.25 représente l'évolution du facteur de frottement pour les rugosités carrées et rectangulaires en fonction du nombre de Reynolds. Comme prévu et confirmé dans la littérature [22, 70], le facteur de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. En effet, le facteur de frottement est élevé aux bas nombres de Reynolds car l'épaisseur de la sous-couche laminaire submerge les éléments de rugosité et les forces visqueuses sont suffisamment grandes pour amortir les perturbations provoquées par celles-ci. Aux nombres élevés de Reynolds, la sous-couche laminaire est plus mince, et ainsi les rugosités sont de taille égale à l'épaisseur laminaire de sous-couche ou légèrement plus élevée. Nous pouvons également observer que les valeurs du facteur de frottement restent modérées dans toute la gamme de nombres de Reynolds avec une légère supériorité pour les rugosités carrées.

Sur la figure V.26, nous avons tracé la courbe du paramètre de performance thermo-hydraulique global E_t , introduit par **Kumar [25]**, **Chaubé [24]**, et **Wang [79]** et qui est exprimé par :

$$E_t = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_t} \right)}{\left(\frac{fr}{fr_t} \right)^{1/3}}$$

Un bon paramètre de performance ($E_t > 1$) est enregistré dans toute la gamme de nombres de Reynolds. De plus, E_t augmente sensiblement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Nous pouvons remarquer que les rugosités rectangulaires présentent une meilleure performance, ce qui est en adéquation avec les résultats de la simulation entreprise par **Chaubé [24]**.

La température de sortie de l'air T_s est un autre paramètre important dans le cas des capteurs solaires à air car celui-ci détermine le type d'utilisation du capteur (chauffage de l'habitat, de serres ou séchage). Nous avons tracé la courbe de la variation de la température de sortie de l'air en fonction du nombre de Reynolds sur la figure V.27. Nous pouvons constater que celle-ci diminue lorsque la vitesse du fluide augmente. Ceci est une conséquence directe de l'augmentation du facteur de frottement qui fait diminuer le taux de transfert de chaleur effectif de la paroi chauffée vers le fluide et ainsi contribue à baisser sa température moyenne en sortie.

V-5-2 Influence de l'intensité de chaleur Q reçue par l'absorbeur

Dans le cas des capteurs solaires à air l'intensité du rayonnement solaire incident reçu par la surface de l'absorbeur est variable au cours de la journée et suivant les mois et les saisons. C'est pour cette raison que nous avons jugé utile d'analyser les performances du capteur solaire à air en fonction de la quantité de chaleur Q reçue par l'absorbeur.

La figure V.28 représente la variation du nombre de Nusselt moyen relatif à la surface de l'absorbeur en fonction de la quantité de chaleur reçue par celui-ci. On note que le nombre de Nusselt augmente lorsque Q augmente. Nous observons la même allure dans la courbe de variation du coefficient de transfert de chaleur h_c en fonction de Q , Fig.V.29.

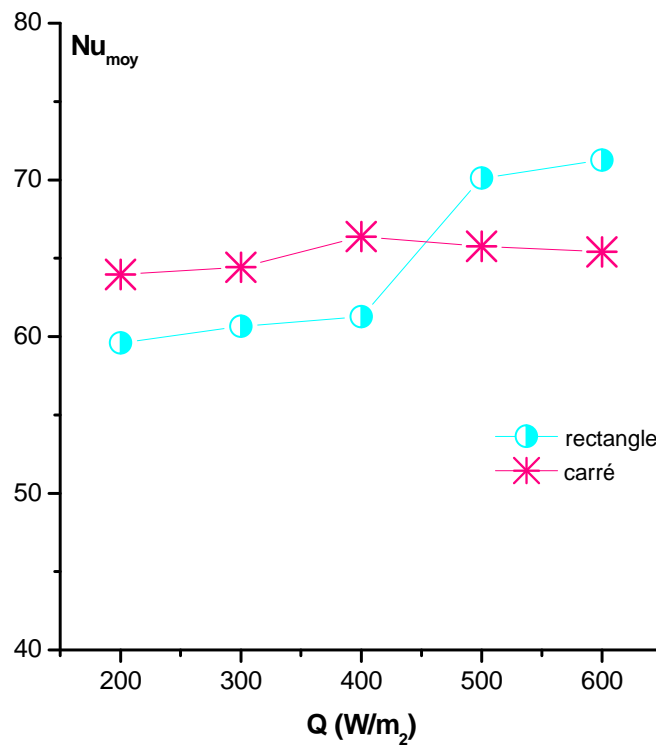


Fig.28 Courbe de variation du nombre de Nusselt en fonction de la densité du flux de chaleur Q

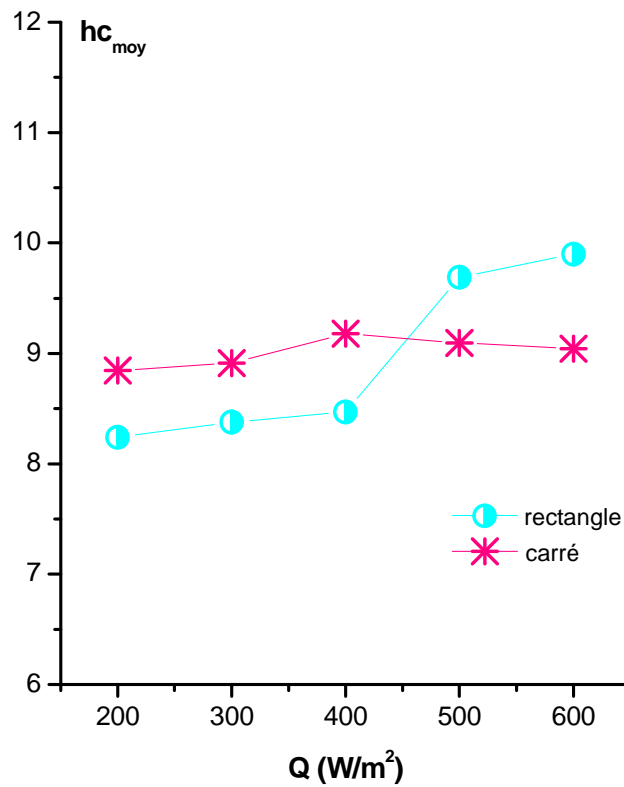


Fig.29 Courbe de variation du coefficient en fonction de la densité de flux de chaleur Q, Re=11900

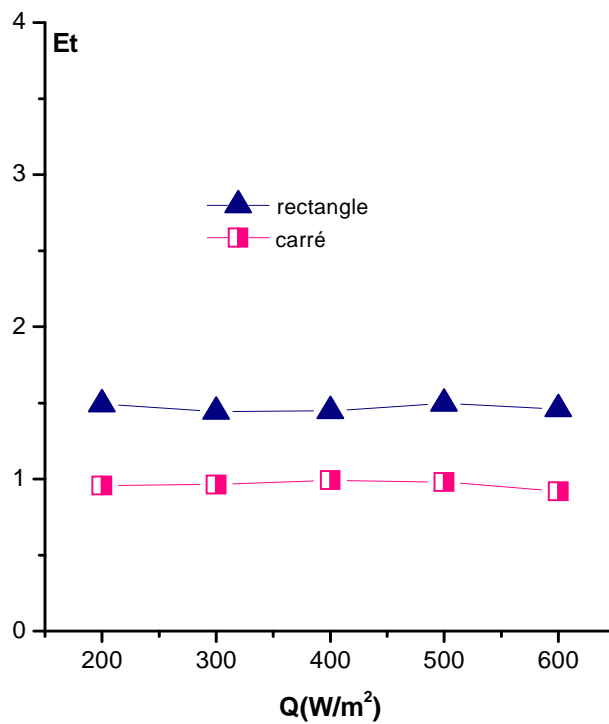


Fig.30 Courbe de variation du paramètre de performance global en fonction de la densité de flux de chaleur Q, Re=11900

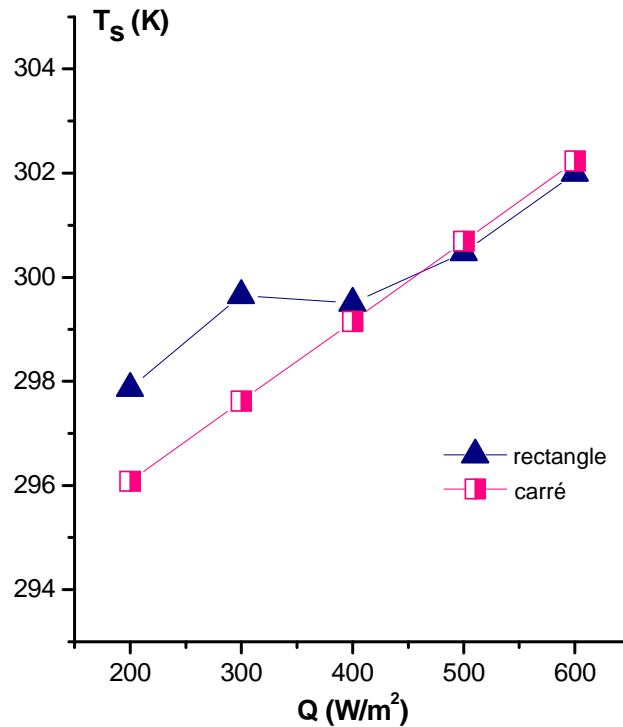


Fig.31 Courbe de variation de la température de sortie en fonction de la densité de flux de chaleur Q , $Re=11900$

Nous avons également tracé la courbe de variation du paramètre de performance global E_t en fonction du flux de chaleur reçu par l'absorbeur Q , Fig. V.30. Nous constatons que ce dernier a une faible incidence sur la performance thermo-hydraulique du conduit d'air.

La température de sortie T_s a été relevée et sa courbe en fonction de Q est présentée dans la figure V.31. Nous notons que la température de sortie augmente avec l'augmentation du flux de chaleur reçu par l'absorbeur comme attendu.

V-5-3 Influence de la température d'entrée T_0

La température d'entrée T_0 de l'air dans le capteur solaire représente en réalité la température ambiante; celle-ci est bien évidemment variable au cours de la journée et selon les mois et les saisons. Pour déterminer l'influence de ce paramètre sur les performances du conduit d'air muni de rugosités artificielles, nous avons tracé les courbes suivantes :

La figure V.32 représente l'influence de T_0 sur le nombre de Nusselt moyen relatif à la surface de l'absorbeur. Nous remarquons que ce dernier est sensible à la température

d'entrée et présente un pic lorsque $T_0=288$ K, puis diminue lorsque T_0 augmente. Ce phénomène s'explique par le fait que le nombre de Nusselt est dépendant du gradient de température entre la paroi et le fluide. Sachant que la température moyenne du fluide est fortement influencée par la température d'entrée, ce résultat était prévisible.

La courbe de variation du coefficient de transfert de chaleur h_c en fonction de la température d'entrée T_0 présente la même allure que celle du nombre de Nusselt, Fig. V.33. On peut noter une légère supériorité dans les valeurs pour les rugosités rectangulaires.

Le paramètre de performance thermo-hydraulique E_t une fonction directe du nombre de Nusselt et du facteur de frottement, nous avons voulu étudier sa variation en fonction de la température d'entrée, Fig.V.34.

Ce paramètre semble être indépendant de T_0 mais toutefois, il présente un pic pour la valeur $T_0=293$ K qui semble être la température d'entrée optimale.

Nous avons également tracé la courbe de la température de sortie du capteur en fonction de la température d'entrée. Comme attendu, nous avons trouvé que la température de sortie augmente lorsque la température d'entrée augmente, Fig.V.35.

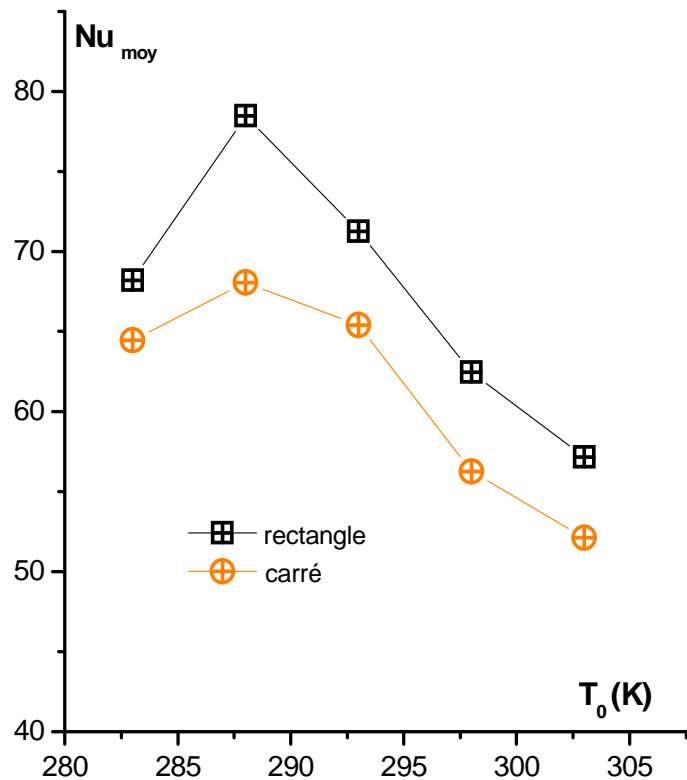


Fig.32 Courbe de variation du nombre de Nusselt en fonction de la température d'entrée, $Re=11900$

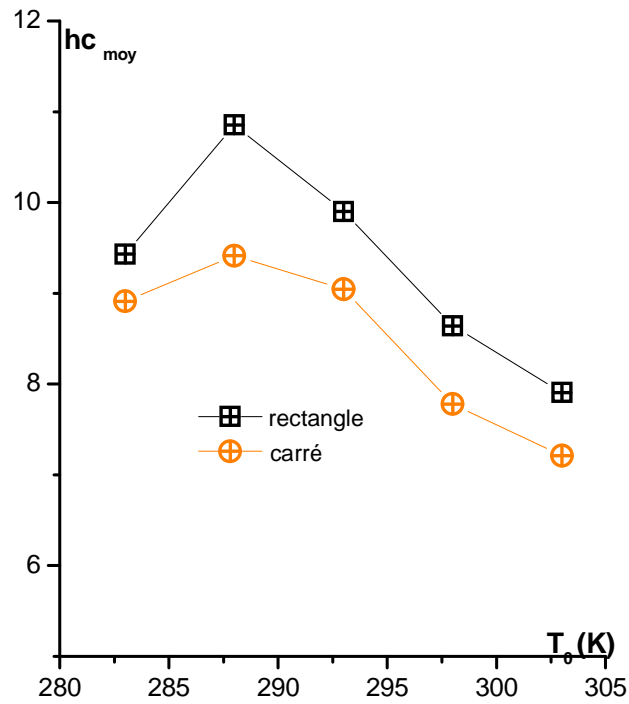


Fig.33 Courbe de variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la température d'entrée, $Re=11900$

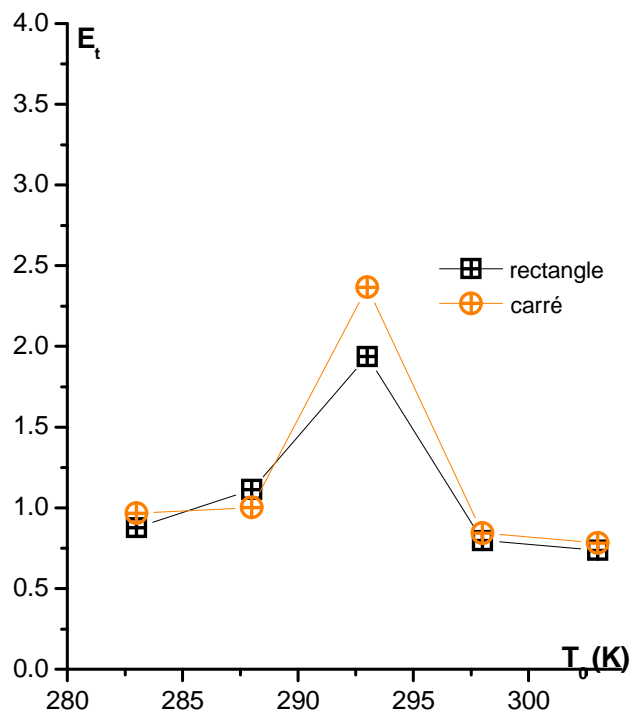


Fig.34 Courbe de variation du paramètre de performance global en fonction de la température d'entrée, $Re=11900$

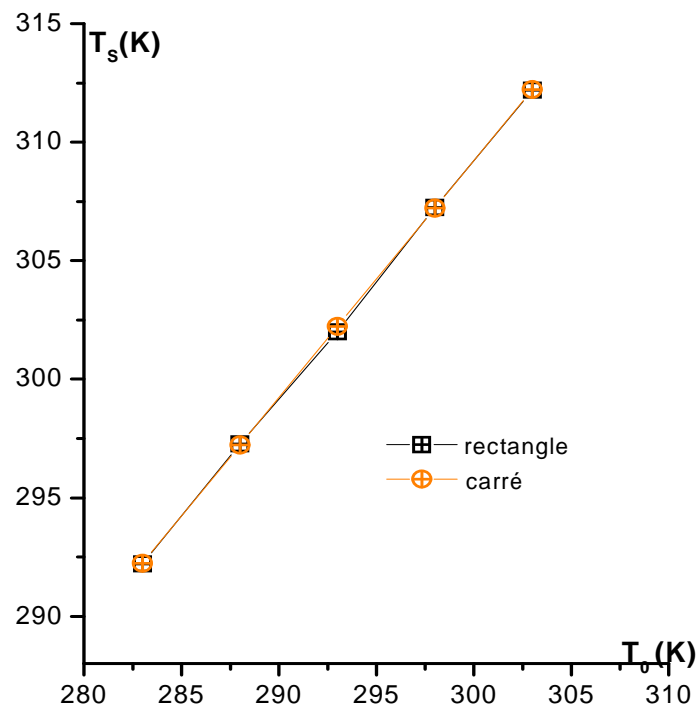


Fig.35 Courbe de variation de la température de sortie en fonction de la température d'entrée, $Re=11900$

V-6 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats obtenus par l'analyse numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur dans le conduit d'air d'un capteur solaire à air, dont l'absorbeur est doté de rugosités artificielles transversales.

L'analyse est basée sur les techniques CFD et a été réalisée à l'aide du code de calcul Fluent 6.3.

La simulation numérique a été effectuée pour deux types de rugosités rectangulaires et carrées. Nous avons fait varier plusieurs paramètres de simulation, tels que le nombre de Reynolds, le flux de chaleur reçu par la surface de l'absorbeur ainsi que la température d'entrée.

Cette analyse numérique nous a permis de constater l'effet de l'introduction des rugosités sur l'écoulement, en visualisant les zones de séparation et de rattachement du fluide. Nous avons également distingué la zone de sur-vitesse au-dessus des rugosités, où le fluide atteint une vitesse de plus de 150 % sa vitesse initiale.

Les pics dans les valeurs du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement ont coïncidé à avec la zone de rattachement du fluide considérée comme une zone à haut transfert thermique, comme il a été signalé dans la littérature.

Les résultats issus de notre simulation numérique ont montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature. Il a été constaté que l'utilisation des rugosités artificielles a une influence appréciable sur l'amélioration du transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur, puisque nous avons enregistré des augmentations appréciables comparativement à un absorbeur lisse.

A titre d'exemple, nous avons relevé une augmentation du nombre de Stanton de 1.3 à 1.8 fois comparativement à un conduit lisse pour les rugosités rectangulaires.

Pour les rugosités carrées, nous avons enregistré une amélioration du nombre de Nusselt de près de 4 fois celui du conduit à parois lisses pour $Re=15000$.

De plus, la forme géométrique des rugosités étudiées a donné lieu à des facteurs de frottement acceptables et donc non pénalisant pour la performance thermo-hydraulique.

En effet le facteur de frottement pour un conduit muni de rugosités rectangulaires est deux fois supérieur à celui du conduit à parois lisse. Toutefois, celui-ci reste dans une marge raisonnable pour toute la gamme des nombres de Reynolds testés.

Cette analyse numérique nous a aussi permis de mettre en évidence l'influence de certains paramètres de simulation sur la qualité du transfert thermique. Ainsi celui-ci augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds et lorsque la température d'entrée augmente, alors que l'intensité du flux de chaleur semble avoir une faible incidence sur la qualité du transfert thermique et le nombre de Nusselt.

Nous avons prouvé que l'utilisation des rugosités artificielles transversales donne lieu à une bonne performance thermo-hydraulique avec une légère supériorité pour les rugosités rectangulaires. Et à cet effet, nous recommandons l'utilisation de ce type de rugosités pour améliorer le rendement thermique des capteurs solaires à air.

CONCLUSION GENERALE

Une analyse numérique basée sur les techniques CFD (Computational Fluid Dynamics), a été effectuée en utilisant le code de calcul Fluent 6.3. Celle-ci a pour but d'étudier l'effet de la géométrie de la rugosité (section transversale, hauteur relative de la rugosité, espacement relatif) sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans le conduit d'air d'un capteur solaire.

Après le choix et la validation du modèle SST $k-\omega$ de, l'analyse détaillée des paramètres d'écoulement ainsi que le transfert thermique sont effectués en comparant entre différentes formes de rugosités.

Les résultats de simulation ont permis d'analyser l'écoulement en établissant les profils de vitesse, les lignes de courant, l'intensité turbulente ainsi que les points de séparation et de rattachement du fluide. Les distributions de température ainsi que les paramètres de transfert thermique (coefficient de transfert de chaleur, nombre de Nusselt, Nombre de Stanton) ont également été présentés. Ils ont permis de mettre en évidence l'influence de l'introduction des rugosités dans le conduit d'air.

En effet nous avons pu visualiser les zones de recirculations qui sont des zones faibles transfert thermiques, des zones de sur-vitesse où l'air atteint près de 150% de sa vitesse initiale ainsi que les points de rattachement qui coïncident avec les pics dans les valeurs du nombre de Nusselt ainsi que du coefficient de transfert de chaleur par convection.

Sachant que l'augmentation du transfert de chaleur est toujours associée une augmentation du facteur de frottement, nous avons calculé celui-ci pour tous la gamme des paramètres étudiés.

La performance thermo-hydraulique des différentes configurations a été étudiée et elle a permis d'identifier les rugosités transversales à sections rectangulaires comme la meilleure d'un point de vue thermo-hydraulique.

Les résultats numériques obtenus ont prouvé que la présence de rugosités transversales dans le conduit d'air du capteur solaire à air améliore de façon significative le transfert de la chaleur, comparativement à un conduit dont les parois sont lisses.

Il est à noter que les résultats obtenus ont montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature.

Perspectives...

L'analyse numérique effectuée dans ce travail nous a permis de nous familiariser avec les techniques CFD et de découvrir les outils qu'elle met à notre disposition pour la modélisation et la simulation des phénomènes turbulents avec transfert de chaleur.

Les résultats obtenus par cette étude en deux dimensions, nous encouragent à poursuivre dans cette voie et à explorer les simulations à trois dimensions en modélisant le capteur dans son intégralité, en tenant compte de la convection naturelle qui se produit entre le vitrage et l'absorbeur du fait du gradient de température entre les deux surfaces.

D'autre part il serait utile d'étudier le transfert de chaleur par convection mais aussi par conduction dans les parois solides du capteur.

L'étude comparative entre plusieurs types de rugosités transversales (inclinées, en forme de V, chanfreinés) peut nous apporter plus d'éclaircissements sur les moyens d'améliorer le transfert thermique dans le capteur.

Enfin il ne faut pas oublier que le meilleur moyen de valider notre simulation est de réaliser le capteur et le tester nous-même dans les mêmes conditions opératoires

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Whillier A.** Performance of black-painted solar air heaters of conventional design Solar Energy Vol.8, N° 1, 1964.
- [2] **Hollands KGT, Shewan EC,** Optimization of flow passage geometry for air heating plate type solar collectors Trans of ASME, Journal of Solar Energy and Engineering 1981; 103: 323-330.
- [3] **Chand P and SHARMA S.P.** The Effect of Collector Aspect Ratio on The Thermal Performance of Solar Air Heaters. Engineering Re_En, Vol. 5 No. 1 (2009) 59-67
- [4] **Choudhury C, Garg HP** Design analysis of corrugated and flat plate solar air heaters. Renewable Energy, 1991;1(5/6):595-607
- [5] **Mohamad C.** High efficiency solar air heater Solar Energy Vol. 60, No. 2, pp. 71-76, 1997
- [6] **Ong K.S.** Thermal performance of solar air heaters. Mathematical Model and solution procedure. Solar energy, Vol.55, n°2 (1995), pp. 93-109.
- [7] **Tchinda R.** A review of mathematical models of predicting solar air heaters systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 1734-1759.
- [8] **Mokhtari F., Semmar D.** Influence de la configuration de l'absorbeur sur les performances thermique d'un capteur solaire à air. Revue des Energies renouvelables : Journée de thermique, 2001, pp. 159-162
- [9] **D. Semmar, S. Betrouni, D. Lafri,** Etude et Réalisation d'un capteur solaire à air. Revue des Energies Renouvelables
- [10] **Boulemtafes A., D.Semmar** Conception et expérimentation d'un séchoir solaire indirect » Revue des Energies Renouvelables, Numéro Spécial, Energies Renouvelables : Valorisation, Tlemcen 23-24 Novembre 1999, Tome 1 P. 97-100.
- [11] **Boulemtafes A., N.Benaouda, A.Benzaoui** « Etude expérimentale d'un capteur solaire à air- Application au séchage de la menthe » International Conférence on Electronics Engineering 2008 » (ICEE'2008). Oran, 20-21 Octobre 2008.
- [12] **A. Zerrouki , B. Tedjiza et N. Said** Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes. Revue. des Energies. Renouvelables. Vol. 5(2002)49-58

- [13] **Varun**, Saini RP, Singal SK. A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy* 2007;81:1340–50.
- [14] **Taslim, M.E.** and Lengkong, A., “45 °Staggered Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Square Channel,” *J. of Turbomachinery*, 1998, 120, pp. 571-580
- [15] **Tanda G.** Heat Transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47 (2004) 229-243
- [16] **Gupta D**, Solanki SC, Saini JS Heat and fluid flow in rectangular solar air heater ducts having transverse rib roughness on absorber plates. *Solar Energy* 1993; 51(1): 31-37.
- [17] **Mittal MK**, Varun, Saini RP, Singal SK. Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on absorber plate. *Energy* 2007;32:739–45.
- [18] **Karwa R.** Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern. *Int Commun Heat Mass Transfer* 2003;30:241–50.
- [19] **M.K Gupta** Performance evaluation of solar air heater for various artificial roughness geometries based on energy, effective and exergy efficiencies, *Renewable Energy* 34 (2009) 465–476
- [20] **Han J. C.**, Glicksman L. R. and Rohsenow W. M. (1978) Heat transfer and friction for rib roughened surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer* 21, 1143-1156.
- [21] **Webb R. L.**, Eckert E. R. G. and Goldstein R. J. (1971) Heat transfer and friction in tubes with repeated rib . roughness. *Int. J. Heat Mass Transfer* 14, 601-61
- [22] **V. Singh Hans**, R.P. Saini b, J.S. Saini Performance of artificially roughened solar air heaters—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1854–1869
- [23] **Lee C.K.**, S.A. Abdel-moneim Computational analysis of heat transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two-dimensional ribs *int. Comm. Heat Mass Transfer*, 2001, Vol. 28, No. 2. pp. 161-170,
- [24] **Chaube A**, Sahoo PK, Solanki SC. Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics of a solar air heater. *Renew Energy* 2006;31:317–31.
- [25] **Kumar S.**, R.P. Saini; CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness, *Renewable Energy* 34 (2009) 1285–1291

- [26] **Joon Ahn**, Joon Sik Lee, Large eddy simulation of flow and heat transfer in a channel with a detached rib array, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 445–452
- [27] <http://www.nrcan-rncan.gc.ca/com/index-fra.php>
- [28] **Duffie JA, Beckman WA.** Solar engineering of thermal processes. New York: Wiley Interscience publications , NY,1980.
- [29] **B. Bhushan, R. Singh** A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters *Energy* 35 (2010) 202–212
- [30] **Necati Ozisik M.,** Heat transfer, a basic approach. McGraw-Hill Book Company, 1985.
- [31] **Sfeir, A.A.** 1981. Engineering of the solar systems. Technique et documentation, Paris. pp. 115–116.
- [32] **Ben Slama R.** Improvement of turbulence in the solar collectors with air by the use of baffles in order to increase the efficiency. Proceeding of COMAGEP1, Marrakech, May 4-6, 727-730.
- [33] **Ben Slama R.** Air solar collectors with baffles: aerodynamics, heat transfer and efficiency. RERIC INT. *Energy J. Thailand* 18, 1-17
- [34] **Ward S.** Optimization of the forms and provisions of obstacles in the mobile air vein of the solar collectors at two air layers for the maximization of the couple efficiency-rise in temperature. Thesis of speciality in Energetics 1989, University of valenciennes, France.
- [35] **Gbaha P.** Study and optimization of heat exchange and performances of the plane solar collectors with two air veins. Thesis of speciality in Energetics 1989, University of valenciennes, France.
- [36] **Constantinos AB.** A review of augmentation techniques for heat transfers surfaces in single-phase heat exchangers. *Energy* 1990;15:899–906.
- [37] **Varun, Saini RP, Singal SK.** A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy* 2007;81:1340–50.
- [38] **V. Singh Hans** , R.P. Saini b, J.S. Saini Performance of artificially roughened solar air heaters-A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1854–1869.
- [39] **Brij Bhushan, Ranjit Singh** A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters - *Energy* 35 (2010) 202–212

- [40] **Bhatti MS**, Shah RK. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. In: Kakac S, Shah RK, Aung W, editors. Hand book of single-phase convective heat transfer. New York: John Willey & Sons; 1987 [chapter 4].
- [41] **Prasad BN**, Saini JS. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Solar Energy* 1988;41:555–60.
- [42] **Sparrow EM**, Hossfeld LM. Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct. *Int J Heat Mass Transfer* 1984;27:1715–23
- [43] **Taslim ME**, Li T, Kretcher DM. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, v-shaped and discrete ribs on two opposite walls. *Trans ASME J Turbomachinery* 1996;118:20–8.
- [44] **Aharwal KR**, Gandhi BK, Saini JS. Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renew Energy* 2008;33:585–96.
- [45] **Prasad K**, Mullick SC. Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes. *Appl Energy* 1983;13:83–93.
- [46] **Prasad BN**, Saini JS. Optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Solar Energy* 1991;47:91–6.
- [47] **Prasad BN**, Saini JS. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Solar Energy* 1988;41:555–60.
- [48] **Karwa RK**. Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern. *Int Commun Heat Mass Transfer* 2003;30:241–50.
- [49] **Sahu MM**, Bhagoria JL. Augmentation of heat transfer coefficient by using 90°broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater. *Renew Energy* 2005;30:2057–63.
- [50] **Gupta D**, Solanski SC, Saini JS. Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Solar Energy* 1997;61:33–42.
- [51] **Saini RP**, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughened element. *Int J Heat Mass Transfer* 1997;40:973–86.
- [52] **Momin AME**, Saini JS, Solanski SC. Heat transfer and friction in solar air heater duct with v-shaped rib roughness on absorber plate. *Int J Heat Mass Transfer* 2002; 45:3383–96.

- [53] **Muluwork KB.** Investigations on fluid flow and heat transfer in roughened absorber solar heaters. Ph.D. Dissertation 2000; IIT, Roorkee-247667, India.
- [54] **Karwa R, Solanski SC, Saini JS.** Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *Int J Heat Mass Transfer* 1999;42:1597–615.
- [55] **Bhagoria JL, Saini JS, Solanski SC.** Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renew Energy* 2002;25:341–69.
- [56] **Saini RP, Verma J.** Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters. *Energy* 2008;33: 1277–87.
- [57] **Varun, Saini RP, Singal SK.** Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on absorber plate. *Renew Energy* 2008;33:1398–405.
- [58] **Layek A, Saini JS, Solanki SC.** Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib-groove roughness on absorber plate. *Renew Energy* 2007;32:1967–80.
- [59] **Regard, M.** Contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ, Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 1996.
- [60] **Doris, L.** Introduction à la simulation numérique des écoulements turbulents, cours ENSTA, 2006.
- [61] **Fluent 6.3 user guide**
- [62] **Schlichting, H.** *Boundary Layer Theory*, McGraw Hill Book Company, N.Y,(1979).
- [63] **Lauder, B.E. and Spalding, D.B.** (1974) "The numerical computation of turbulent flows", *computer methods in applied mechanics and engineering*", Vol. 3, pp. 269-89.
- [64] **Kumar S., R.P. Saini** CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness *Renewable Energy* 34 (2009) 1285–1291
- [66] **Cortes A, Piacentini R.** Improvement of efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters. *Appl Energy* 1990;36:253–61.
- [67] **Kumar T.S, N.S Thakur, Varun, A. Kumar** Analysis of heat transfer and pressure drop on thermohydraulic performance of solar air heaters. *International Journal of Electronic Engineering* 1(1) ,2009 pp.31-35

- [68] **Tuncer Cebeci** Analysis of Turbulent Flows Elsevier Science; 2nd edition (May, 2004)
- [69]: **V.Patankar**, Numerical heat transfer and fluid flow, 1980.
- [70] **Hanchi Samir** Introduction à Fluent, Guide des principaux modèles utilisés, Ecole Militaire Polytechnique, 2007/2008.
- [71] **Guerri Ouahiba** Contribution à la détermination des caractéristiques aérodynamiques des profils d'ailes. Application aux rotors éoliens. Thèse de Doctorat d'Etat, Université Saad Dahleb, Blida 2007.
- [72] **Archambeau F.** Introduction à la turbulence. Cours ENSTA 2004-2005
- [73] **Leservoisier D.**, Stratégie d'adaptation et de raffinement de maillage en mécanique des fluides, thèse de doctorat, Pierre Marie curie Paris, 2001.
- [74] **Anil W.Date** Introduction to computational Fluid dynamics Cambridge University Press 2005.
- [75] **Jiyuan Tu** , Guan Heng Yeoh Chaoqun LIU Computational fluid Dynamics, A practical Approach, Butterworth-Heinemann (November 9, 2007)
- [76] **Hirsch C** , Numerical Computation of Internal and External Flows (Second Edition) Wiley (April 1990).
- [77] **Liou T-M**, Hwang J-J, Chen S-H. Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall. Int J Heat Mass Transfer. 1993;36:507–17.
- [78] **S.V. Karmare**, A.N. Tikekar , Analysis of fluid flow and heat transfer in a rib grit roughened using CFD. Solar Energy, Volume 84, Issue 3, March 2010, Pages 409-417
- [79] **Rau G**, Cakan M, Moeller D, Arts T. The effect of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel. ASME 1998;120:368–75.
- [80] **Wang L**, Sunden B. Performance comparison of some tube inserts. International Communication in Heat and Mass Transfer 2002;29(1):45–56.

Annexe A

LA METHODE DES VOLUMES FINIES

A-1 Introduction

La résolution d'un système d'équations aux dérivées partielles par une méthode numérique consiste à discrétiser ces équations, donc à les transformer en système d'équations algébriques de dimension égale au nombre de points discrets. Le système obtenu est résolu souvent par des méthodes itératives. Les méthodes numériques de discrétisation les plus connues sont :

- La méthode des différences finies
- La méthode des éléments finis
- La méthode des volumes finis

A-2 Principe de la méthode

La méthode des volumes finis, développée à l'origine par **Patankar** et **Spalding** [63,69], a été utilisée avec succès durant les années 1980 grâce aux différents avantages qu'elle offre, en particulier :

- Les équations aux différences ont une propriété conservative. Cela signifie que l'extension du principe de conservation écrit sous une forme discrétisée pour un volume de contrôle typique fini, est vérifiée pour l'ensemble du domaine numérique.
- Sa robustesse numérique, sa maniabilité et son formalisme très proche de la réalité physique (conservation du bilan énergétique et de quantité de mouvement).

La méthode des Volume finis comporte les étapes suivantes :

1. Discrétiser le domaine de la solution en volumes de contrôle élémentaires.
2. Ecrire les équations différentielles aux dérivées partielles sous forme intégrale
3. Choisir un schéma d'approximation pour passer des équations différentielles à des équations algébriques.
4. Résoudre le système d'équations algébriques par des méthodes itératives.

La technique des volumes finis consiste à diviser le domaine de calcul en une multitude de sous-domaines appelés volumes de contrôle. Ces volumes englobent tout le domaine de calcul sans chevauchement avec un côté commun pour les volumes voisins, de sorte que la réunion de tous les volumes forme le domaine initial. Chaque élément de volume est défini autour

d'un nœud sur lequel va être intégré l'équation différentielle. Ce nœud est positionné au centre de chaque volume et sera noté P , figure (A-1). Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N , S , W et E (se rapportant aux directions *North*, *South*, *West* et *East* respectivement).

Le choix de la grille doit satisfaire les propriétés de conservation en passant d'un volume de contrôle à l'autre et d'autre part faciliter la résolution numérique du système d'équations ainsi que le traitement des conditions aux limites. Le maillage peut être uniforme, (nœuds équidistants les uns des autres) ou non-uniforme dans les zones à fortes variations.

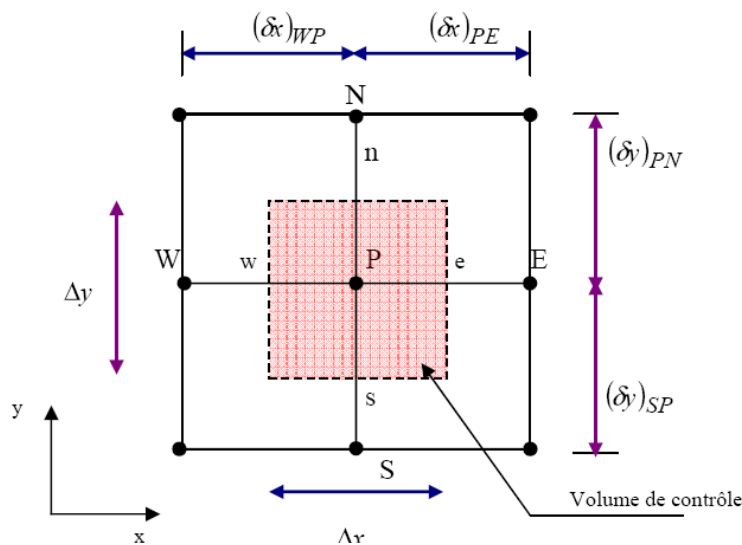


Fig. A.1 Volume de contrôle typique pour un cas à 2D

A-3 Forme généralisée de l'équation de conservation

L'équation de transport diffusion peut être généralisée sous une seule forme qui est la suivante :

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

Où

Φ représente la variable dépendante générale

Γ_ϕ représente le coefficient de diffusion de la variable Φ .

S_ϕ représente le terme source relatif à la variable Φ .

Dans la méthode des volumes finis, les lois de conservation (de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sous une forme intégrale. La méthode repose sur le théorème de Gauss (appelé aussi le théorème de la divergence ou théorème

d'Ostrogradski) et qui permet de transformer une intégrale de volume en une intégrale de surface

$$\iiint_V \frac{\partial B_j}{\partial x_j} dv = \iint_A B_j n_j dA \quad (\text{A.2})$$

où :

B est un vecteur quelconque.

n est le vecteur unitaire normal à la surface A entourant la volume V .

L'évaluation des différentes intégrales de l'équation de convection diffusion (A.1) demande que l'on face un certain nombre d'approximation de façon à former une système d'équations linéaires liant entre elles le valeurs de la fonction f au points du maillage $P,(i,j)$.

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{CV} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dVdt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{CV} \text{div}(\rho u\phi) dVdt = \int_t^{t+\Delta t} \int_{CV} \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) dVdt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{CV} S_\phi dVdt \quad (\text{A.3})$$

La Figure A.2 schématise le volume de contrôle principale ($dV = 1.dx.dy$) dans lequel le centre géométrique est associé au noeud P . Ce volume de contrôle est limité par les faces n , s , e et w correspondants, respectivement aux faces des volumes de contrôle appartenants aux noeuds voisins N , S , E et W , (Fig.A.2). Les variables dépendantes scalaires (P , θ , ρ) sont stockées aux nœuds du maillage, tandis que les variables dépendantes vectorielles (u , v) sont stockées au milieu des segments reliant les nœuds. Si on note par P le centre du volume de contrôle de la variable Φ et E , W , N et S les nœuds voisins des volumes de contrôle adjacents Ces nœuds seront les lieux de stockage des variables scalaires (P , T , ρ). Au milieu de chaque segment reliant deux nœuds adjacents on note par e , w , n et s où sont stockées les variables vectorielles. Cet arrangement est nécessaire pour éviter des solutions physiquement irréalistes Patankar [69].

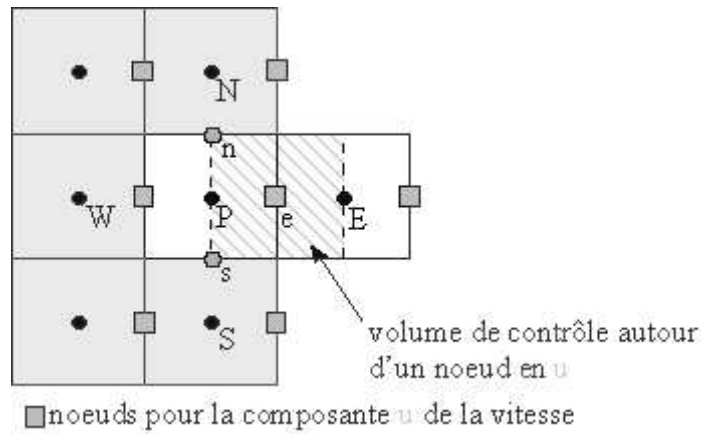


Fig. A-4 (a)

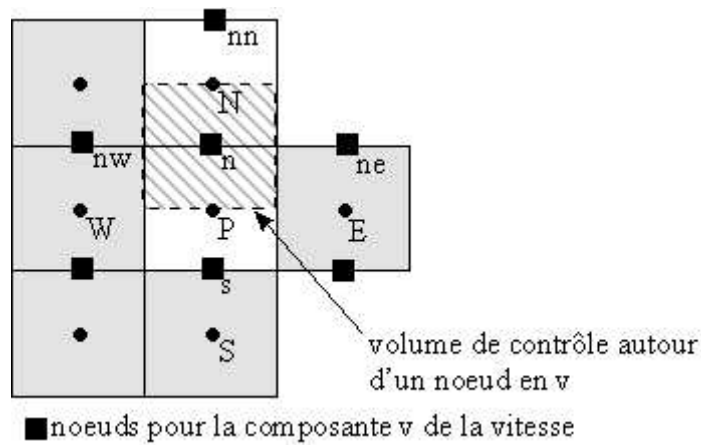


Fig. A.4 (b)

A-5 Discrétisation des équations différentielles:

La discrétisation consiste à intégrer les équations différentielles partielles dans l'espace et par rapport au temps dans un domaine limité par les quatre interfaces (Est, Ouest, Nord et Sud) d'un volume de contrôle. En se basant sur la méthode de **Patankar [69]**, l'équation différentielle générale correspondant au transport d'une grandeur Φ , s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i\Phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial\Phi}{\partial x_i}\right) + S \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\Phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial\Phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial\Phi}{\partial y}\right) + S_\Phi \quad (\text{A.5})$$

Nous pouvons écrire l'équation (A-5) sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y}(J_y) = S\Phi \quad (\text{A.6})$$

avec :

$$\begin{aligned} J_x &= \rho \cdot u \cdot \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \\ J_y &= \rho \cdot v \cdot \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

J : est le flux de la variable Φ à travers le milieu séparant deux noeuds i et $i+1$.

A-6 Intégration de l'équation de transport :

Intégrons l'équation (III-4) à travers le volume de contrôle décrit par la figure (III-1).

$$\iint_{ws}^{\text{en}} \frac{\partial}{\partial x} J_x dx dy + \iint_{ws}^{\text{en}} \frac{\partial}{\partial y} J_y dx dy = \iint_{ws}^{\text{en}} S_\Phi dx dy \quad (\text{A.9})$$

Ainsi l'intégration (III-9) dans le volume de contrôle donne:

$$J_e A_e + J_w A_w + J_n A_n + J_s A_s = \bar{S}_\Phi \Delta x \Delta y \quad (\text{A.10})$$

Où:

A_e, A_w, A_s, A_n sont les aires Est, Ouest, Nord et Sud des faces du volume de contrôle,

S_Φ sont les valeurs moyennes du terme source dans le volume de contrôle élémentaire.

J_e, J_w, J_s et J_n sont les flux à travers les faces est, ouest, nord et sud du volume de contrôle.

$$\left. \begin{aligned} J_e &= (\rho u \Phi)_e - \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e \\ J_w &= (\rho u \Phi)_w - \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w \\ J_n &= (\rho v \Phi)_n - \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_n \\ J_s &= (\rho v \Phi)_s - \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_s \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.11})$$

Linéarisation du terme Source

Le terme source linéarisé s'écrit sous forme suivante:

$$S_{\Phi} = S_c + S_p \Phi_p \quad (\text{A.12})$$

S_p : est le coefficient de Φ_p .

S_c : la partie constante de $S\Phi$ qui ne dépend pas de Φ_p .

La linéarisation de l'équation de continuité pour ($\Phi=1$ et $S\Phi=0$) donne:

$$\tilde{F}_e - \tilde{F}_w + \tilde{F}_n - \tilde{F}_s = 0 \quad (\text{A.13})$$

Où:

$$\left. \begin{aligned} F_e &= (\rho u)_e A_e \\ F_w &= (\rho u)_w A_w \\ F_s &= (\rho v)_s A_s \\ F_n &= (\rho v)_n A_n \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.14})$$

F_i ($i= e, w, n, s$) est le débit massique à travers les faces du volume de contrôle.

En multipliant l'équation (A.13) par Φ_p et en soustrayant cette équation de l'équation (A.10) on obtient:

$$(J_e - F_e \Phi_p) - (J_w - F_w \Phi_p) + (J_n - F_n \Phi_p) - (J_s - F_s \Phi_p) = (S_c - S_p \Phi_p) \Delta x \Delta y \quad (\text{A.15})$$

Les termes entre parenthèse de l'équation (A-15) peuvent se mettre sous la forme suivante:

$$\left. \begin{aligned} J_e - F_e \Phi_p &= a_E (\Phi_p - \Phi_e) \\ J_w - F_w \Phi_p &= a_W (\Phi_p - \Phi_w) \\ J_n - F_n \Phi_p &= a_N (\Phi_p - \Phi_n) \\ J_s - F_s \Phi_p &= a_S (\Phi_p - \Phi_s) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.16})$$

Où les a_i ($i= E, W, N, S$) sont les coefficients voisins du point P du volume de contrôle. En introduisant ces équations dans l'équation discrétisée (A.15) on obtient pour chaque point P du maillage une équation discrétisée de la forme:

$$a_p \Phi_p = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + a_N \Phi_N + a_S \Phi_S + b \quad (\text{A.17})$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 a_E &= D_e A(|P_e|) + \|-F_e, 0\| \\
 a_W &= D_w A(|P_w|) + \|F_w, 0\| \\
 a_N &= D_n A(|P_n|) + \|-F_n, 0\| \\
 a_S &= D_s A(|P_s|) + \|F_s, 0\|
 \end{aligned}
 \tag{A.18}$$

Et :

$$b = S_c \Delta x \Delta y + a_p^0 \Phi_p^0 \tag{A.19}$$

Et :

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + S_p \Delta x \Delta y \tag{A.20}$$

La notation $\|A, B\|$ désigne la plus grande valeur de A et de B c'est-à-dire D_i ($i = e, w, s, n$) sont les coefficients de diffusion donnés par les relations:

$$\begin{aligned}
 D_e &= \Gamma_e \frac{A_e}{(\delta x)_e} & D_w &= \Gamma_w \frac{A_w}{(\delta x)_w} \\
 D_n &= \Gamma_n \frac{A_n}{(\delta y)_n} & D_s &= \Gamma_s \frac{A_s}{(\delta y)_s}
 \end{aligned}
 \tag{A.21}$$

P_i ($i = e, w, s, n$) sont les nombres de peclét définis par :

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad P_s = \frac{F_s}{D_s} \tag{A.22}$$

A-7 Les Schémas de Discrétisation

Les schémas de discrétisation sont des méthodes de calcul adoptées pour évaluer les grandeurs à calculer aux différents points du domaine d'étude. Elles sont choisies en fonction du problème à traiter, suivant la concordance des résultats qu'ils donnent avec les résultats physiques ainsi que la stabilité numérique. **Patankar[69]** a proposé plusieurs schémas approchés permettant d'exprimer la fonction $A(|P|)$:

a/ Schéma des Différences Centrées

La fonction $A(|P|)$ est donnée par l'expression:

$$A(|P|) = 1 - 0,5 |P| \tag{A.23}$$

Les coefficients de l'équation de transport discrétisé seront:

$$\left. \begin{aligned} a_E &= D_e(1 - 0,5 |P_e|) + \max(-F_e, 0) \\ a_W &= D_w(1 - 0,5 |P_w|) + \max(F_w, 0) \\ a_N &= D_N(1 - 0,5 |P_n|) + \max(-F_n, 0) \\ a_S &= D_S(1 - 0,5 |P_s|) + \max(F_s, 0) \end{aligned} \right\} \tag{A.24}$$

Le schéma des différences centrées est basé sur une interprétation linéaire des valeurs de Φ sur les interfaces. Ce schéma est stable pour $|P| \leq 2$ et donne des coefficients de discrétisation (a_E, a_W, a_N, a_S) positifs.

b/ Le Schéma Upwind (amont)

La fonction $A(|P|)$ est donnée par l'équation:

$$A(|P|) = 1 \tag{A.25}$$

Où les expressions suivantes des coefficients:

$$\left. \begin{aligned} a_E &= D_e + \max(-F_e, 0) \\ a_W &= D_w + \max(F_w, 0) \\ a_N &= D_N + \max(-F_n, 0) \\ a_S &= D_S + \max(F_s, 0) \end{aligned} \right\} \tag{A.26}$$

Ce schéma est conditionnellement stable. Il est souvent utilisé lorsque la convection est dominante suivant le sens de l'écoulement.

c/ Le Schéma Hybride

La fonction $A(|P|)$ est exprimée comme suit:

$$A(|P|) = \max(0, 1 - 0,5 |P|) \tag{A.27}$$

D'où les expressions suivantes des coefficients:

$$\begin{aligned}
a_E &= \max \left(-F_e, D_e - \frac{F_e}{2}, 0 \right) \\
a_W &= \max \left(F_w, D_w - \frac{F_w}{2}, 0 \right) \\
a_N &= \max \left(-F_n, D_n - \frac{F_n}{2}, 0 \right) \\
a_S &= \max \left(F_s, D_s - \frac{F_s}{2}, 0 \right)
\end{aligned}
\tag{A.28}$$

Ce schéma est la combinaison des deux schémas précédents rassemblant ainsi leurs caractéristiques. En appliquant ce schéma on aura un compromis entre stabilité et précision de la méthode numérique.

d/ Le Schéma Exponentiel :

$$A(|P|) = A(|p|) = \frac{|p|}{e^{|p|} - 1}
\tag{A.29}$$

Les coefficients de l'équation générale de transport sont exprimés comme suit :

$$\begin{aligned}
a_E &= \frac{F_e}{\exp\left(\frac{F_e}{D_e}\right) - 1} & a_W &= \frac{F_w}{\exp\left(\frac{F_w}{D_w}\right) - 1} \\
a_N &= \frac{F_n}{\exp\left(\frac{F_n}{D_n}\right) - 1} & a_S &= \frac{F_s}{\exp\left(\frac{F_s}{D_s}\right) - 1}
\end{aligned}
\tag{A.30}$$

Ce schéma est plus précis et moins utilisé en pratique car le calcul des exponentielles est coûteux en temps de machine.

e/ Le Schéma de la Loi de Puissance "Power Law"

La fonction A(|P|) est donnée par l'expression suivante:

$$A(|P|) = \max [0, (1 - 0, |P|)^5]
\tag{A.31}$$

Les coefficients de l'équation générale discrétisée s'écrivent:

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e \max [0, (1 - 0,1 |P_e|)^5] + \max (-F_e, 0) \\
a_W &= D_w \max [0, (1 - 0,1 |P_w|)^5] + \max (F_w, 0) \\
a_N &= D_N \max [0, (1 - 0,1 |P_n|)^5] + \max (-F_n, 0) \\
a_S &= D_s \max [0, (1 - 0,1 |P_s|)^5] + \max (F_s, 0)
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} a_E \\ a_W \\ a_N \\ a_S \end{aligned}} \right\}$$

(A.32)

Ce schéma donne une très bonne approximation de la solution exacte, et il est recommandé par **Patankar[69]**.

Annexe B

Chapitre V Résultats et Discussions - Suite

Validation du modèle

B-1 Contours de vitesse

La figure B.1 montre la distribution du champ de vitesse autour des deux premières rugosités. Nous remarquons que les plus faibles valeurs de la vitesse sont celles qui sont adjacentes aux parois. Dans la région en aval de la rugosité, on observe des cellules de recyclage avec des valeurs de vitesse très basses. Au dessus des rugosités, la vitesse est augmentée.

La figure B.2, représente la distribution des vecteurs de vitesses autour des rugosités carrées (Re=3000)

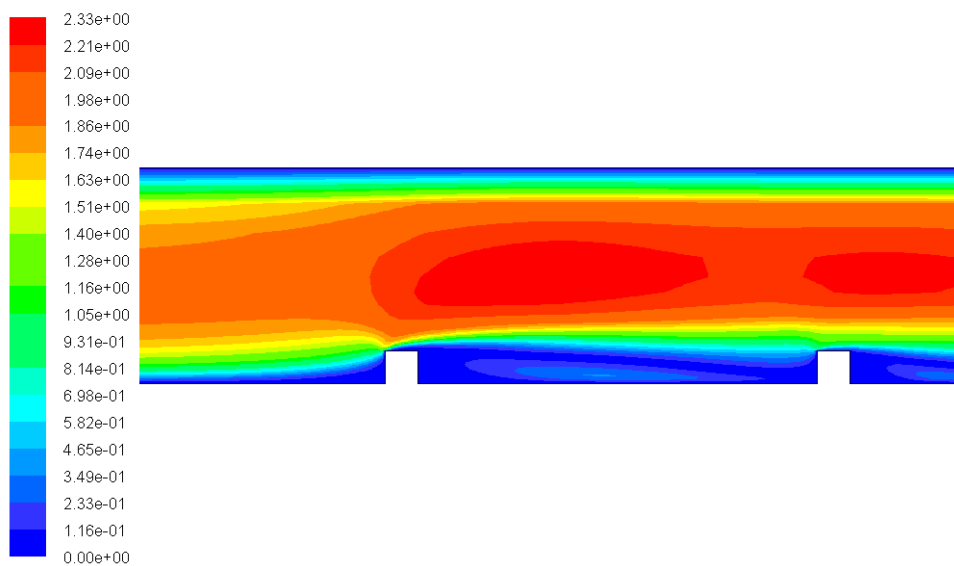


Fig.B.1 Distribution du champ de vitesse (rugosités carrées, Re=3000)

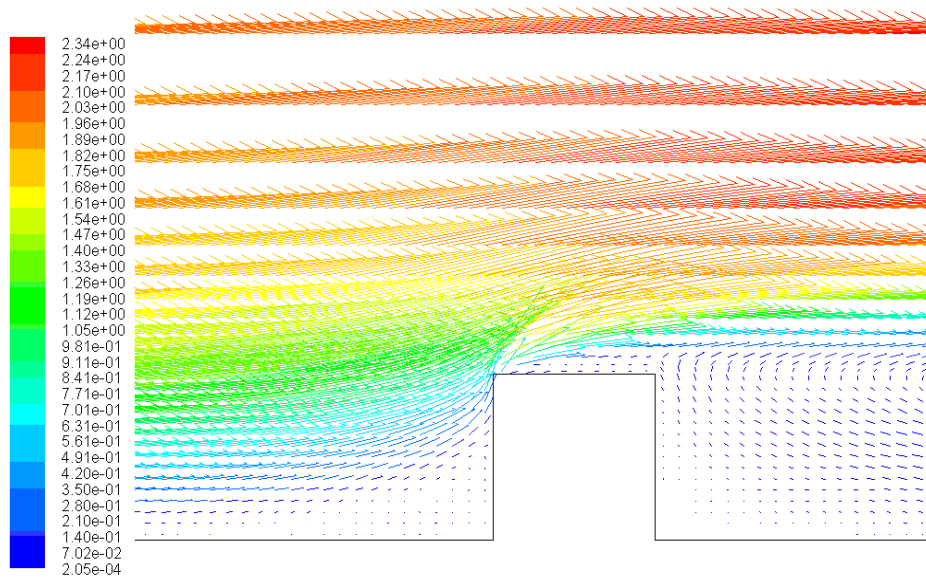
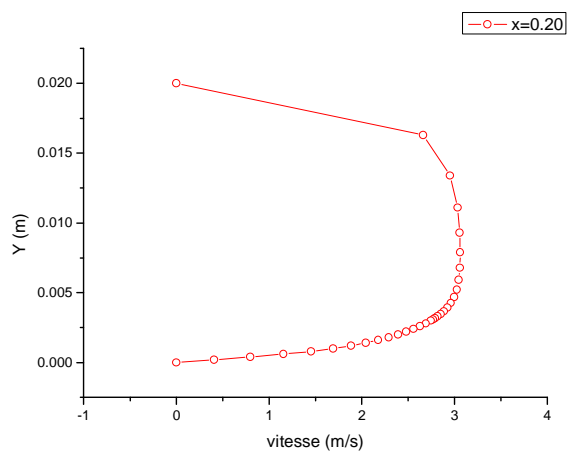
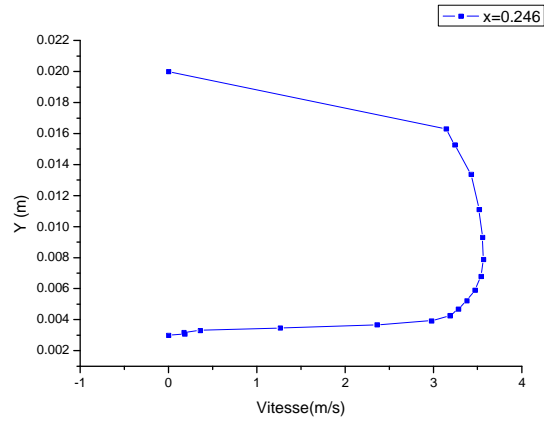


Fig.B.2 Distribution des vecteurs de vitesses autour des rugosités carrées (Re=3000)

B.2 Profils longitudinaux de la vitesse



(a)



(b)

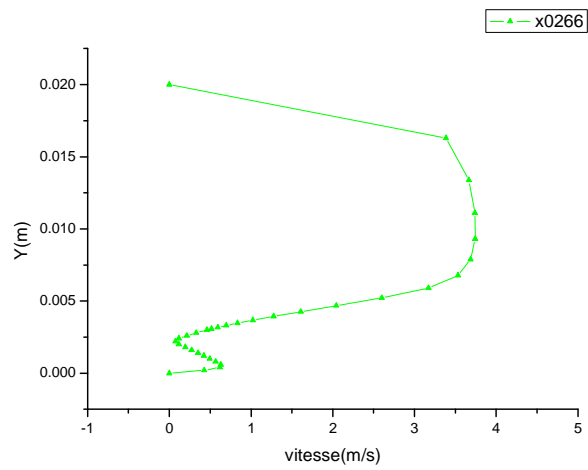
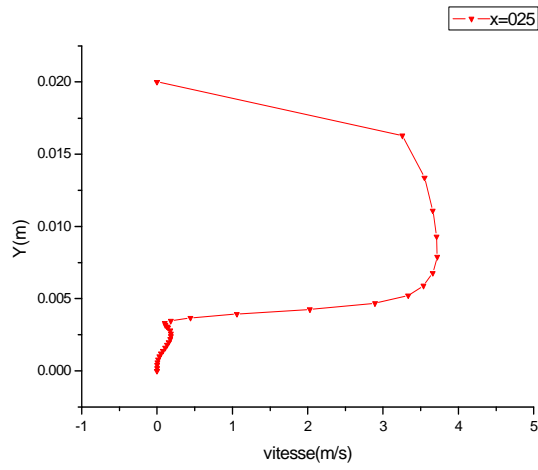


Fig.B.3 (a,b,c,d) Profils verticaux de la vitesses en différents point du conduit (rugosités carrées $Re=5000$)

La figure B.3 représente les profils verticaux de la vitesse en différents points du conduit :

(a) $x=0.20$ m, le fluide n'a pas encore atteint la première rugosité, le profil est parabolique.

(b) $x=0.246$, au dessus de la première rugosité, la vitesse commence à augmenter.

(c) $x=0.25$, en aval de la rugosité, la vitesse reste faible au niveau de la zone de recirculation près de la paroi, ailleurs la vitesse continue d'augmenter.

(d) $x=0.266$, nous sommes toujours dans la zone de recirculation à proximité du point de rattachement. Le gradient de vitesse change de signe avant d'augmenter progressivement.

B.3 Intensité de la turbulence

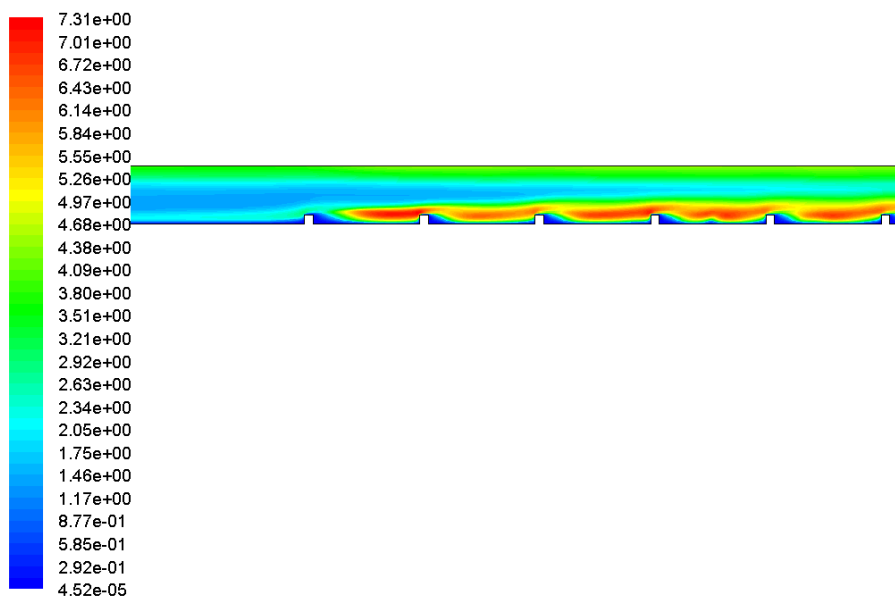


Fig.B.4 Contours de l'intensité de turbulence (rugosités carrées , $Re=3000$)

La figure B.4 qui représente les contours de l'intensité turbulente, montre que celle-ci augmente en aval des rugosités et que son maximum coïncide avec les points de rattachement de l'écoulement.

La température de sortie de l'air est un paramètre important dans les capteurs solaires. A cet effet, elle a été calculée pour chaque nombre de Reynolds (Fig. B.5). On note que celle-ci diminue lorsque Re augmente comme attendu.

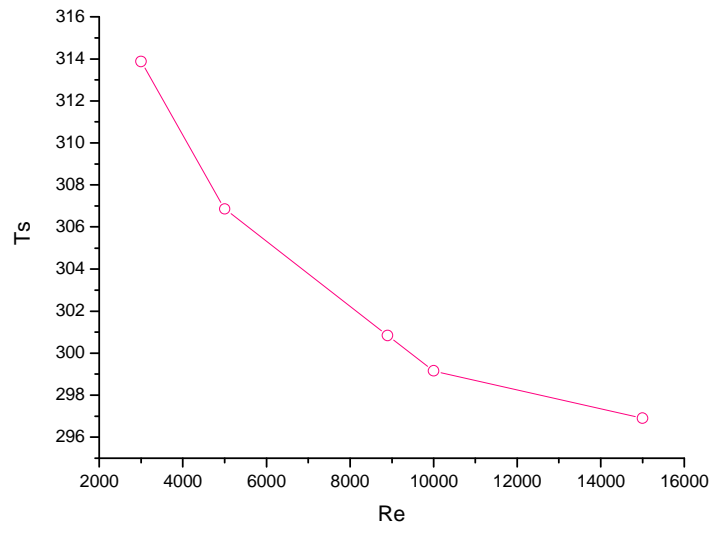


Fig.B.5 Evolution de la température de sortie en fonction de Re (rugosités carrées)