



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

**UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID – TLEMCCEN**

# THÈSE LMD

Présentée à :

FACULTE DES SCIENCES – DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du diplôme de :

**DOCTORAT**

Spécialité: *Energies Renouvelables*

Par :

**M<sup>me</sup> Guendouz Nabila**

Sur le thème

---

## **Etude et Analyse du Comportement Thermo-Energétique Dynamique D'un Système Convertisseur Plan à Air**

---

Soutenue publiquement le 30/05/2019 à Tlemcen devant le jury composé de :

|                    |            |                             |                        |
|--------------------|------------|-----------------------------|------------------------|
| Mme A. OULD- ABBES | Professeur | Université de Tlemcen       | Présidente             |
| Mr N. BIBI TRIKI   | Professeur | Université de Tlemcen       | Directeur de thèse     |
| Mme C.ZIDANI       | MCB        | Université de Tlemcen       | Co-directrice de thèse |
| Mr M. BOUKLI       | MCA        | Université de Sidi bel abes | Examineur              |
| Mr M. HABCHI       | MCA        | ESSA- Tlemcen               | Examineur              |
| Mr A. BOUSSAID     | Professeur | Université de Tlemcen       | Examineur              |

*Unité de recherche des matériaux et des énergies renouvelables  
(U.R.M.E.R)*



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

**UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID – TLEMCCEN**

# THÈSE LMD

Présentée à :

FACULTE DES SCIENCES – DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du diplôme de :

**DOCTORAT**

Spécialité: *Energies Renouvelables*

Par :

**M<sup>me</sup> Guendouz Nabila**

Sur le thème

---

## **Etude et Analyse du Comportement Thermo-Energétique Dynamique D'un Système Convertisseur Plan à Air**

---

Soutenue publiquement le 30/05/2019 à Tlemcen devant le jury composé de :

|                    |            |                             |                        |
|--------------------|------------|-----------------------------|------------------------|
| Mme A. OULD- ABBES | Professeur | Université de Tlemcen       | Présidente             |
| Mr N. BIBI TRIKI   | Professeur | Université de Tlemcen       | Directeur de thèse     |
| Mme C.ZIDANI       | MCB        | Université de Tlemcen       | Co-directrice de thèse |
| Mr M. BOUKLI       | MCA        | Université de Sidi bel abes | Examineur              |
| Mr M. HABCHI       | MCA        | ESSA- Tlemcen               | Examineur              |
| Mr A. BOUSSAID     | Professeur | Université de Tlemcen       | Examineur              |

*Unité de recherche des matériaux et des énergies renouvelables  
(U.R.M.E.R)*

## *DEDICACES*

*Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il faut...  
Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude,  
L'amour, le respect, la reconnaissance...  
Aussi, c'est tout simplement que*



*Je dédie cette  
thèse ...*

### ***A MON TRÈS CHER PÈRE***

*De tous les pères,, tu es le meilleur..*

*Tu as été et tu seras toujours un exemple pour moi par tes qualités humaines, ta persévérance et perfectionnisme..*

*En témoignage de brut d'années de sacrifices, de sollicitudes, d'encouragement et de prières..*

*Pourriez vous trouver dans ce travail le fruit de toutes vos peines s et tous de vos efforts..*

*En ce jour, j'espère que j'ai réaliser l'un de tes rêves..*

*Aucune dédicace ne saurait exprimer mes respects, ma reconnaissance et mon profond amour..*

### ***A MA TRÈS CHÈRE MÈRE***

*Autant de phrases aussi expressives soient-elles ne sauraient montrer le degré d'amour et d'affection que j'éprouve pour toi.*

*Tu m'as comblé avec ta tendresse et affection tout au long de mon parcours.*

*Tu n'as cessé de me soutenir et de m'encourager durant toutes les années de mes études, tu as toujours été présente à mes cotés pour me consoler quand il fallait.*

*En ce jour mémorable, pour moi ainsi que pour toi, reçoit ce travail en signe de ma vive reconnaissance et mon profond estime.*

*Puisse le tout puissant te donner santé, bonheur et longue vie afin que je puisse te combler à mon tour.*

### ***A MON MARI KAMEL***

*Aucun mot ne saurait t'exprimer mon profond attachement et ma reconnaissance pour l'amour , la tendresse et la gentillesse dont tu m'as toujours entouré.*

*Cher mari j'aimerai bien que tu trouve dans ce travail l'expression de mes sentiments de reconnaissance les plus sincères car grâce à ton aide et à ta patience avec moi que ce travail a pu voir le jour... Que dieu le tout puissant nous accorde un avenir meilleur*

### ***A Mes Très Cher enfants aymen et firdaws***

*C'est à vous mes adorable ange ,ma joie , mon petit trésor que maman dédie ce travail pour te dire que vous resterez pour toujours le rayon du soleil qui égaye ma vie .*

*Je t'aime mes enfants et je vous souhaite tous le bonheur du monde .*

### ***A mes frères et ma soeur***

*otheman et Sa femme zineb. rachid  
a ma soeur hidayet et son mari sidimohamed*

*Votre soutien m'a donné force et encouragement et votre amour fraternel.*

***A tous ceux qui me sens chers***



## Remerciements

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

*Cette Thèse a pu être réalisée au sein de l'Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables de l'Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen en Algérie.*

*Merci à mon Directeur de Thèse Nacereddine BIBI-TRIKI Professeur à l'Université de Tlemcen (URMER), pour avoir dirigé ma thèse et pour la confiance qui m'a accordé pour mener à bien ce travail, et également pour ces remarques pertinentes et constructives, ses conseils avisés et son soutien.*

*Il m'est impossible d'oublier mon Co-directrice de Thèse Mme Chafika ZIDANI Maître de Conférence B à l'Université de Tlemcen (URMER) pour le support et l'ouverture, j'ai particulièrement apprécié ses encouragements, ses conseils et la liberté qu'elle m'a accordée dans la poursuite de mon travail et sa grande compétence qui m'a donné le goût de recherche. Pour son aide précieuse pour ma recherche.*

*Je remercie vivement Mme Amaria OULD-ABBES Professeur à l'Université de Tlemcen, pour l'honneur qu'elle m'a fait en acceptant de présider mon jury de thèse.*

*J'exprime également ma gratitude à monsieur Mohamed BOUKLI Maître de Conférence-A à l'université de Sidi-bel-Abbes à monsieur Mohamed HABCHE, maître de Conférence-A à l'école supérieure des Sciences appliquées à Tlemcen, et à monsieur Abdellhak BOUSAID, Professeur à l'université de Tlemcen, qui ont accepté d'examiner ce travail et de me faire l'honneur de participer au jury de cette thèse.*

*Enfin, je désire manifester ma gratitude à ma famille et sincèrement à tous les membres de l'Unité de Recherche « Matériaux et Energies Renouvelables » (URMER) qui m'ont aidé et pour leurs encouragements.*

*Merci à tous  
Guendouz nabila*

## Nomenclature

### Symboles

$L$  : longueur du canal ( $m$ ).

$L_1$  : Distance avant la première ailette ( $m$ ) .

$L_2$  : Espacement entre la première et deuxième ailette ( $m$ ).

$L_3$  : Distance en aval de la deuxième ailette ( $m$ ).

$H$  : Hauteur du canal ( $m$ ).

$D_H$  : Diamètre hydraulique ( $m$ ).

$e$  : Hauteur d'ailette ( $m$ ).

$k$  : Energie cinétique turbulente ( $m^2/S^2$ ).

$P$  : Pression ( $Pa$ ).

$Pr$  : Nombre de Prandtl.

$Re$  : Nombre de Reynolds.

$Nu$  : Nombre Nusselt.

$T$  : La température ( $^{\circ}C$ ).

$T_{in}$  : La température d'admission ( $^{\circ}C$ ).

$T_W$  : La température des parois inférieur et supérieur ( $^{\circ}C$ ).

$U_{in}$  : Vitesse d'admission ( $m/s$ ).

$u$  : Vitesse dans la direction  $x$  ( $m/s$ ).

$V$  : Vitesse dans la direction  $y$  ( $m/s$ ).

$C_{pf}$  : Chaleur massique du fluide ( $J/kg - K$ ).

$C_{ps}$  : Chaleur massique du solide ( $J/kg - K$ ).

$f$  : Le coefficient de frottement.

### Symboles grecs

$\varepsilon$  : L'énergie de dissipation turbulente ( $m^2/s^2$ ).

$\rho_f$  : Densité d'air ( $kg/m^3$ ).

$\rho_s$  : Densité du solide ( $kg/m^3$ ).

$\mu$  : Viscosité dynamique ( $Pa.s$ ).

$\mu_t$  : Viscosité turbulente ( $Pa.s$ ).

$\delta$  : Largeur d'ailette ( $m$ ).

$\lambda_s$  : Conductivité thermique du solide ( $W/m^{\circ}C$ ).

$\lambda_f$  : Conductivité thermique du fluide ( $W/m^{\circ}C$ ).

$\nu$  : Viscosité cinématique ( $pl$ ).

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  et  $\sigma_t$  Valeur constante pour le modèle de turbulence de  $k - \varepsilon$  standard.

### **Indices inférieurs et indices supérieurs**

In : à l'entrée de la section de calcul.

atm : atmosphérique.

t : turbulent.

w : parois.

f : Fluide.

s : Solide.

# SOMMAIRE

## INTRODUCTION GENERALE

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| Introduction Générale.....       | 1 |
| Problématique.....               | 2 |
| Organisation du Travail.....     | 2 |
| Références Bibliographiques..... | 4 |

## CHAPITRE I

### LE GISEMENT SOLAIRE ET GENERALITE SUR LES

### CONVERTISSEURS

|   |    |
|---|----|
| I.1 Introduction .....  | 5  |
| I.2 Le soleil .....   | 5  |
| I.2.1. Présentation générale .....                            | 5  |
| I.3 Gisement solaire .....                                    | 7  |
| I.3.1 Gisement solaire au sol .....                           | 8  |
| I.4 L'énergie solaire .....                                   | 9  |
| I.4.1 Origine .....   | 9  |
| I.4.2 Caractères particuliers .....                           | 9  |
| I.4.3 Différentes formes de l'énergie solaire.....            | 10 |
| I.4.4 Rayonnement solaire .....                               | 11 |
| I.5 Echangeurs de chaleur .....                               | 14 |
| I.5.1 Critères de classement des échangeurs .....             | 15 |
| I.6 Généralités sur les capteurs solaires plans.....          | 25 |
| I.6.1 Constitution du capteur plan.....                       | 26 |
| I.6.2 Caractéristiques techniques .....                       | 28 |
| I.6.3 Les capteurs solaires plans à air .....                 | 33 |
| I.6.4 Différents types des capteurs solaires plans à air..... | 35 |
| I.6.5. Bilan thermique global .....                           | 38 |
| I.6.6 Rendement d'un capteur solaire.....                     | 41 |
| I.7. Conclusion.....  | 45 |
| Référence Bibliographie .....                                 | 46 |

## **CHAPITRE II**

### **L'ETAT DE L'ART**

|  |    |
|--|----|
| II.1 Introduction .....  | 48 |
| II.2 Quelque travaux sur les échangeurs de chaleur .....                 | 48 |
| II.2.1 Effet de la géométrie d'ailette .....                             | 48 |
| II.2.2 Étude de l'effet des paramètres géométriques et d'écoulement..... | 50 |
| II.2.3 Effet du pas d'ailettes .....                                     | 51 |
| II.2.4.Effet du nombre de Reynolds .....                                 | 52 |
| II.3 Quelque travaux sur les capteurs solaires .....                     | 54 |
| II.3.1 Amélioration du transfert thermique par les chicanes .....        | 54 |
| II.3.2 Angle d'attaque .....   | 56 |
| II.3.3 Espacement .....  | 58 |
| II.3.4 Notions sur la convection et l'écoulement des fluides .....       | 59 |
| II.3.5 effet de la rugosité .....  | 60 |
| II.4 Résumé de la recherche bibliographique.....                         | 68 |
| Références Bibliographiques.....   | 70 |

## **CHAPITRE III**

### **RESOLUTION NUMERIQUE**

|  |    |
|--|----|
| III.1 Introduction .....   | 77 |
| III.2.Description du problème.....                                   | 77 |
| III.2.1.Génération de la géométrie.....                              | 77 |
| III.2.2.Choix de stratégie de maillage.....                          | 78 |
| III.2.3 Le maillage.....   | 78 |
| III.3 Condition aux limites et définition de domaine.....            | 82 |
| III.4 Résolution numérique du problème.....                          | 82 |
| III.5 Méthode de discrétisation.....                                 | 83 |
| III.5.1 Principe de la méthode des volumes finis.....                | 84 |
| III.5.2 Discrétisation des équation de conservation.....             | 87 |
| III.5.3 Choix de la méthode de couplage pression-vitesse.....        | 89 |
| III.6 Critère de convergence.....                                    | 90 |
| III.6.1. Stabilité numérique ( choix des facteurs de relaxions)..... | 90 |
| III.7 Simulation sous FLUENT.....                                    | 91 |

|  |    |
|--|----|
| III.7.1 Les différent étapes à suivre pour la simulation par le Fluent .....         | 91 |
| III.7.2.Solveur FLUENT 6.3.....  | 92 |
| III.7.3 les différentes étapes à suivre pour la simulation numérique par FLUENT..... | 92 |
| III.8 Conclusion.....  | 95 |
| Référence Bibliographie.....   | 96 |

## **CHAPITRE IV**

### **MODELISATION MATHEMATIQUE**

|   |     |
|---|-----|
| IV.1 Introduction .....                                   | 97  |
| IV.2 la géométrie à étudier .....                         | 98  |
| IV.3 Hypothèses Simplificatrices .....                    | 99  |
| IV.4 Systèmes d'équations .....                           | 99  |
| IV.4.1 Conservation de masse .....                        | 100 |
| IV.4.2 Conservation de la quantité de mouvement : .....   | 100 |
| IV.4.3 Conservation d'énergie.....                        | 100 |
| IV.4.4 Modèle de turbulence.....                          | 101 |
| IV.5 Condition aux limites .....                          | 107 |
| IV.6 Les pertes de charges en régime turbulent : .....    | 109 |
| IV.6.1 Calcul de l'intensité de transfert thermique ..... | 109 |
| IV.6.2 Calcul des pertes de Pression .....                | 111 |
| IV.7 Conclusion .....                                     | 111 |
| Référence Bibliographique.....                            | 112 |

## **CHAPITRE V**

### **RESULTATS ET INERPRETATION**

|   |     |
|---|-----|
| V.1 Introduction : .....  | 113 |
| V.2 Choix du maillage .....   | 113 |
| V.3 Validation du modèle numérique .....  | 114 |
| V.4 Aspect hydrodynamique .....   | 115 |
| V.4.1 Présentation de contour, vecteur de la vitesse axiale.....                      | 115 |
| V.4.2 Profiles de la vitesse axiale dans différents sections dans le canal.....       | 115 |
| V.4.3 L'influence du coefficient de friction.....                                     | 118 |
| V.4.4 Vérification des pertes de charge $y^+$ : .....                                 | 119 |
| V.4.5 Effets de la variation du nombre de Reynolds sur la vitesse de l'écoulement ... | 120 |

|   |     |
|---|-----|
| V.4.6 Effets de la variation du nombre de Reynolds sur le coefficient de friction .....     | 122 |
| V.5. Aspect thermique .....   | 124 |
| V.5.1.Présentation de contour de la température totale .....                                | 124 |
| V.5.2 Présentation des profils températures totales .....                                   | 125 |
| V.5.3 Profils du nombre de Nusselt le long des parois supérieure et inférieure .....        | 128 |
| V.5.4. Effets de la variation du nombre de Reynolds sur la température de l'écoulement..... | 130 |
| V.6. Comparaison des résultats .....  | 132 |
| V.6.1. Aspect Hydrodynamique .....  | 132 |
| V.6.2 Aspect thermique .....  | 139 |
| V.7.Conclusion .....  | 144 |

## **CONCLUSION GÉNÉRALE**

|                          |     |
|--------------------------|-----|
| Conclusion générale..... | 145 |
| Perspective.....         | 146 |

## LISTE DES FIGURES

|   |    |
|---|----|
| Figure I.1: Structure du soleil .....   | 7  |
| Figure I.2: Irradiation globale ( $W/m^2$ ) au sol .....  | 8  |
| Figure I.3: Disque solaire .....  | 9  |
| Figure I.4: Rayonnement solaire.....  | 11 |
| Figure I.5: Différents modes de circulation .....   | 16 |
| Figure I.6: Différents types d'échangeurs tubulaires.....   | 18 |
| Figure I.7: Échangeurs à plaques .....  | 19 |
| Figure I.8: Échangeur rotatif à matrice tournante.....  | 21 |
| Figure I.9: Échangeur à caloducs : schéma de principe.....  | 22 |
| Figure I.10: Échangeur à spirale.....   | 23 |
| Figure I.11: Échangeur lamellaire.....  | 23 |
| Figure I.12: Échangeur à plaque brasée.....   | 24 |
| Figure I.13: Vue éclatée d'un capteur solaire plan à air.....   | 25 |
| Figure I.14: Schématisation de l'effet de serre avec un seul vitrage.....   | 27 |
| Figure I.15: Coupe d'une couverture transparente en double parois en polycarbonate.....   | 30 |
| Figure I.16: Capteur à absorbeur perméable(poreux).....   | 35 |
| Figure I.17: Capteur à absorbeur rainuré.....   | 36 |
| Figure I.18: Différent types d'absorbeurs à géométrie variable.....   | 36 |
| Figure I.19: Différents types d'écoulement étudié.....  | 37 |
| Figure I.20: Bilan thermique d'un capteur.....  | 39 |
| Figure I.21: Perte thermique du capteur plan.....   | 43 |
| Figure I.22: Contour de la température statique fluent 6.1 et Face avant d'un capteur.....  | 44 |
| Figure II.1 : Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes ondulées lisses, (b) ailettes ondulées interrompues, (c) ailettes planes..... | 50 |
| Figure II.2: Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires circulaires.....                                       | 51 |
| Figure II.3: Localisation des pointes singulières des structures tourbillonnaires en amont d'un tube.....   | 53 |
| Figure II.4: Travaux de Damartini et al .....   | 55 |
| Figure II.5 : Différentes formes d'ailettes ajoutées à l'absorbeur pour améliorer l'efficacité de l'absorbeur.....  | 55 |
| Figure II.6: Géométrie sous forme V.....  | 56 |
| Figure II.7: Géométrie des chicane Kwankaomeng et al.....   | 57 |



|   |     |
|---|-----|
| Figure II.8: Variation de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds avec différentes valeurs du rapport de blocage .....                | 57  |
| Figure II.9: Travaux des S.S. Moosavy et K. Hooman.....   | 59  |
| Figure II.10: Géométries proposées par D.N.RYU et al.....   | 61  |
| Figure II.11: Configuration des chicanes utilisées.....   | 62  |
| Figure III.1: Maillage structuré et non structuré.....  | 80  |
| Figure III.2: Génération d'un maillage couche limite.....   | 81  |
| Figure III.3: Définition des conditions aux limites.....  | 82  |
| Figure III.4: Démarches et étapes de la résolution numérique.....   | 83  |
| Figure III.5: Le flux numérique échangé entre les volumes.....  | 84  |
| Figure III.6: Maillage du domaine d'étude.....  | 85  |
| Figure III.7: Volume de contrôle bidimensionnel.....  | 86  |
| Figure III.8: Schéma du maillage décalé.....  | 87  |
| Figure III.9: Volume de contrôle pour illustrer la discrétisation de l'équation de transport.....   | 89  |
| Figure III.10: Simulations sur les deux logiciels Gambit et FLUENT.....   | 93  |
| Figure III.11: La géométrie sous le Fluent.....   | 94  |
| Figure III.12: Allures de l'évolution des résidus de calcul.....  | 95  |
| Figure IV.1: Schéma représentatif du problème.....  | 99  |
| Figure IV.2: Schéma représentatif des conditions aux limites.....   | 108 |
| Figure V.1: Validation de la simulation numérique avec les résultats numériques et expérimentaux de Dermatini et al.....                          | 114 |
| Figure V.2: Champ de vitesse axiale dans le canal pour $Re=5000$ .....  | 115 |
| Figure V.3: Profil de la vitesse axiale en amont de la première ailette.....  | 116 |
| Figure V.4: Profil de vitesse axiale en aval de la première ailette.....  | 116 |
| Figure V.5: Profils de vitesse axiale en amont de la deuxième ailette.....  | 117 |
| Figure V.6: Profil de vitesse près de la sortie du canal.....   | 118 |
| Figure V.7: L'influence du coefficient de friction sur la paroi inférieure et supérieure.....   | 118 |
| Figure V.8: La variation des pertes de charge sur la paroi inférieure et supérieure.....  | 119 |
| Figure V.9: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane ( $x=0.189$ m).....  | 120 |
| Figure V.10: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane ( $x=0.255$ m)..... | 121 |
| Figure V.11: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale.....  | 121 |

|   |     |
|---|-----|
| Figure V.12: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale près de la sortie du canal ( $x=525$ m).....                              | 122 |
| Figure V.13: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient.....  | 123 |
| Figure V.14: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient.....  | 123 |
| Figure V.15: Variation du coefficient de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds le long de la paroi inférieure du canal, pour les deux formes de chicane..... | 124 |
| Figure V.16: Distribution de champ de température dans le canal.....  | 124 |
| Figure V.17: Profil de la température en amont de la première chicane.....  | 125 |
| Figure V.18: Profil de température en aval de la première chicane.....  | 126 |
| Figure V.19: Profils de la température en amont de la deuxième chicane.....   | 126 |
| Figure V.20: Profil de température près de la sortie du canal.....  | 127 |
| Figure V.21: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi et de la chicane supérieures.....  | 128 |
| Figure V.22: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi et de la chicane inférieures.....  | 128 |
| Figure V.23: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds.....  | 129 |
| Figure V.24: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température en amont de la première chicane ( $x=0.189$ m).....                             | 130 |
| Figure V.25: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température en aval de la première chicane ( $x=0.255$ m).....                              | 130 |
| Figure V.26: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température en amont de la deuxième chicane ( $x=0.345$ m).....                             | 131 |
| Figure V.27: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température à la sortie du canal ( $x=0.525$ m).....  | 131 |
| Figure V.28: champ de vitesse pour les deux cas étudiés.....  | 132 |
| Figure V.29: Profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane pour les deux formes de chicanes traitées $x=0.159$ m.....                                    | 133 |
| Figure V.30: Profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane pour les deux formes de chicanes traitées $x=0.189$ m.....                                    | 133 |
| Figure V.31: Profils de vitesse entre la première et la deuxième chicane $x=0.255$ m.....   | 134 |
| Figure V.32: Profils de vitesse entre la première et la deuxième chicane $x=0.285$ m.....   | 134 |
| Figure V.33: Profils de la vitesse axiale en amont de la deuxième chicane( $x=0.315$ m).....  | 135 |
| Figure V.34: Profils de la vitesse axiale en amont de la deuxième chicane( $x=0.345$ m ).....   | 135 |

|   |     |
|---|-----|
| Figure V.35: Profils de la vitesse axiale près de la sortie du canal ( $x=0.525$ m).....        | 136 |
| Figure V.36: Variation du coefficient de friction local le long de la paroi haute du canal..... | 137 |
| Figure V.37: Variation du coefficient de friction local le long de la paroi basse du canal..... | 137 |
| Figure V.38: Variation du coefficient de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds.....  | 138 |
| Figure V.39: Variation du coefficient de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds.....  | 138 |
| Figure V.40: champ de vitesse pour les deux cas étudiés.....                                    | 139 |
| Figure V.41: Profils de la température totale en amont de la première chicane ( $x=0.159$ m)..  | 140 |
| Figure V.42: Profils de la température totale en amont de la première chicane.....              | 140 |
| Figure V.43: Profils de la température totale en aval de la première chicane.....               | 141 |
| Figure V.44: Profils de la température totale en aval de la première chicane.....               | 141 |
| Figure V.45: Profils de la température totale en amont de la deuxième chicane.....              | 142 |
| Figure V.46: Profils de la température totale en amont de la deuxième chicane.....              | 142 |
| Figure V.47: Profils de la température totale près de la sortie du canal ( $x=0.525$ m).....    | 143 |
| Figure V.48: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure.....        | 143 |
| Figure V.49: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure.....        | 144 |

## LISTE DES TABLEAUX

|  |     |
|--|-----|
| Tableau I.1: Caractéristiques principales du soleil.....                                     | 6   |
| Tableau I.2: Les matières les plus utilisables pour fabriquer l'absorbeur .....              | 29  |
| Tableau I.3: Propriétés physiques de l'air à 1 atm .....                                     | 34  |
| Tableau I.4: La productivité théorique des capteurs plan .....                               | 43  |
| Tableau III.1: maillage en 2d et 3d .....  | 79  |
| Tableau IV.1: Différent types de modèle de turbulence.....                                   | 105 |
| Tableau V.1: Effet du maillage sur l'efficacité du capteur et la vitesse axiale moyenne..... | 113 |

# **Introduction Générale**

### Introduction générale

Inépuisable dans le temps, l'énergie renouvelable, non polluante, contribue à l'amélioration de la gestion des ressources locales et à la génération d'emplois. Dans notre travail de recherche, on va se pencher sur l'énergie solaire qui est très répandue dans le monde.

L'humanité entière consomme 10 milliards de tonnes équivalent pétrole [1]. Cette quantité représente moins de 3% de ce que le soleil nous envoie gratuitement chaque jour, grâce à divers procédés, l'énergie solaire peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse, par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour désigner l'électricité ou la chaleur obtenue à partir de cette dernière.

Un des outils utilisés pour exploiter l'énergie solaire en énergie thermique est le capteur solaire plan à air. [2]. Il est utilisé dans diverses applications, telles que le chauffage des locaux, la climatisation solaire, les cheminées solaires, les récepteurs des concentrateurs avec miroir de type Fresnel. Aussi, il peut être utilisé pour alimenter des machines de réfrigération, le stockage de la chaleur dans le milieu granuleux (sable ou cailloux) et plus particulièrement, dans le domaine du séchage des produits agro-alimentaires et des plantes médicinales. Le capteur solaire plan à air est utilisé dans l'agriculture, pour la création de microclimats sous serres plastiques où il faut un apport énergétique supplémentaire externe réalisé grâce à un montage en série.

L'amélioration des performances thermiques de ces capteurs solaires, en raison des basses caractéristiques thermo-physiques de l'air repose sur plusieurs techniques.

Parmi elles, celle qui consiste à accroître la surface d'échange totale par introduction de surfaces secondaire sous forme d'obstacles métalliques dites chicanes fixées solidairement sur le plan d'écoulement.

L'emplacement de chicanes sur les murs des canaux est une technique très efficace d'amélioration du taux de transfert thermique. L'utilisation de cette technique a été étudiée par plusieurs chercheurs en utilisant des géométries variables [3]. La présence des chicanes aide à interrompre l'apparition de couches limites hydrodynamiques et thermiques et aussi à créer

une zone de recirculation ou de tourbillons provoquant une augmentation du taux de transfert thermique [3].

### **Objectifs spécifiques du présent travail. Problématique**

À travers la bibliographie, nous avons constaté l'existence d'un large éventail de travaux sur ce sujet aussi bien expérimentaux, analytiques que numériques. Néanmoins, les hypothèses et les simplifications adoptées dans le problème limitent généralement l'étude à des cas très particuliers dans la plupart des travaux analytiques et numériques.

Les travaux effectués dans le cadre de cette thèse contribuent à combler le manque évident constaté dans ce domaine. Pour cela, nous avons développé la notion de l'utilisation des capteurs plan à air avec des chicane implantés sur les parois de la conduite.

Le but de ce travail est consacré à l'étude par simulation numérique de l'influence thermique de l'écoulement d'air turbulent, incompressible et bidimensionnel dans une conduite rectangulaire munie de chicanes de forme zigzag.

L'objectif de la conception des capteurs solaires à air avec des chicanes sous forme zigzag, peut être résumé par les points suivants :

- 1) Étude des paramètres hydrodynamiques et thermiques de l'air.
- 2) Développement d'un code de calcul numérique en volume fini permettant l'estimation du champ de la vitesse et de la température pour la convection forcée turbulente d'un fluide caloporteur dans une conduite rectangulaire muni des chicane zigzagues.
- 3) Validation des résultats numériques obtenus avec des conditions de fonctionnement identiques à celles de quelques travaux expérimentaux publiés dans le sujet: nous citons les travaux de Dermatini et al [4].

### Organisation du travail

Cette étude comporte cinq chapitres :

- **Le premier chapitre** est consacré à l'étude générale des capteurs solaires plan à air et les échangeurs de chaleurs avec ses différents types, ainsi que les notions de base sur l'énergie solaire.
- **Le deuxième chapitre** concerne une étude bibliographique et un rappel sur les travaux analytiques, numériques et expérimentaux effectués dans ce domaine. L'analyse de ces travaux nous permet la validation de nos résultats par rapport à ceux de quelques travaux réalisés dans ce sujet.
- **Le troisième chapitre** présente le système d'équations de conservation et la modélisation mathématique de la convection forcée pour un écoulement turbulent à l'intérieur d'une conduite chauffée par une température constante et uniforme. La configuration et les équations de conservation ainsi que les hypothèses retenues sont alors présentées.
- **Le quatrième chapitre** est réservé à la présentation de la procédure de résolution numérique. Cette partie présente la méthode des volumes finis qui est utilisée pour résoudre les équations de conservation et de turbulence.
- **Le cinquième chapitre** est réservé exclusivement aux résultats numériques et à leurs interprétations. Ces résultats de simulation ont permis d'étudier différents paramètres influençant les performances de la conception proposée. L'effet des paramètres tels que le choix des éléments adaptables et convenables, la géométrie et la conception du système. On présente aussi une description détaillée des évolutions des champs thermiques et hydrodynamiques dans une conduite rectangulaire munie des chicane sous forme zigzague.

Une étude comparative entre deux différentes formes de chicanes a été abordée dans ce chapitre à savoir une forme zigzague et plane.



## Références bibliographiques

[1] **Arbia. A** "Contribution à la simulation des transferts thermiques dans un capteur solaire plan pour application de séchage" Thèse de doctorat.

[2] **Duffie JA, Beckman WA** (1980)"Solar engineering of thermal processes". New York : Wiley".

[3] **Sahel.D** "Étude numérique du comportement thermique de l'écoulement d'air dans un tube muni de chicanes de géométrie variable" Thèse de doctorat.

[4] **Dermatni, L.C, Vielmo H. A, and Moller S. V.**, (2004 )"*Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates*", J. of the Braz. Soc. London .Ser . A186 ,

# Chapitre I

## *Le Gisement solaire d'un convertisseurs solaires*

## **I.1. Introduction**

Les ressources énergétiques mondiales peuvent être classées en [1,2]:

- Ressources fossiles et fissiles non renouvelables qui se sont accumulées dans l'écorce terrestre au cours des ères géologiques, du fait de processus biologiques ou physico-chimiques.
- Ressources renouvelables qui trouvent leur origine dans les différents flux énergétiques naturels incidents à la surface de la terre, qui sont :
  - Le rayonnement solaire qui fournit 99.97% de sa densité thermique.
  - La chaleur interne terrestre qui fournit 0.03% de sa densité thermique.
  - Le travail des forces de gravitation.

L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables, elle est à l'origine de la quasi-totalité des sources d'énergie utilisées par l'homme.

## **I.2. Le soleil**

Le soleil est la seule étoile du système solaire et la plus proche de la terre, sa lumière met environ 8 mn pour nous atteindre. La deuxième étoile la plus proche est Proxima de Centaure située à 4.23 années-lumière du soleil, mais la grande distance qui nous sépare de cette étoile fait que le soleil soit la seule étoile qui assure la vie sur terre [1,3].

Sur le plan humain, le soleil a une importance primordiale, car il est à l'origine de la vie sur terre, en lui fournissant d'énormes quantités d'énergie, qui permet la présence de l'eau à l'état liquide et la photosynthèse des végétaux. Le rayonnement solaire est aussi responsable du climat et des phénomènes météorologiques [1].

### **I.2.1. Présentation générale**

Le soleil est une étoile naine de forme pseudo-sphérique comparable à une immense boule de gaz très chauds qui se compose de 80% d'hydrogène et de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments, soit pratiquement tous les éléments chimiques connus [1,4].

Bien que le soleil soit une étoile de taille moyenne, il représente à lui seul 99.9% de la masse du système solaire qui est dominé par les effets gravitationnels de l'importante masse du soleil [1,4].

# Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

Les caractéristiques principales du soleil sont regroupées dans le tableau I.1 :

|  |                |
|--|----------------|
| Diamètre (km)                                | 1392000        |
| Masse (kg)                                   | $2.10^{30}$    |
| Surface (km <sup>2</sup> )                   | $6.09.10^{12}$ |
| Volume (km <sup>3</sup> )                    | $1.41.10^{18}$ |
| Masse volumique moyenne (kg/m <sup>3</sup> ) | 1408           |
| Vitesse (km/s)                               | 217            |
| Distance du centre de la voie lactée (km)    | $2.5.10^{17}$  |

**Tableau I.1: Caractéristiques principales du soleil [2]**

Le soleil n'est pas une sphère homogène, il est constitué :

- d'un noyau contenant 40% de la masse du soleil, c'est là où se crée 90% de son l'énergie sous forme de rayons gamma et X; tout le rayonnement émis dans cette région est totalement absorbé par les couches supérieures. Cette zone s'étend sur une épaisseur de  $25.10^4$  km, elle présente les caractéristiques suivantes [5,6] :
  - Une température de  $15.10^6$  °C.
  - Une densité est de  $10^{15}$  kg/m<sup>3</sup>.
  - Une pression de  $10^9$  atm.
- La zone radiative où la chaleur produite se propage par une diffusion radiative, elle présente les propriétés suivantes [6,7] :
  - Une épaisseur de 244160 km.
  - Une température variant de  $10.10^6$  °C à  $50.10^4$  °C.
- La zone de convection où la chaleur produite se propage par une convection turbulente, elle présente les propriétés suivantes [5,6] :
  - Une température comprise entre  $50.10^4$  °C à 6400 °C.
  - Une épaisseur de l'ordre 199758 km.
- La photosphère est une couche opaque, les gaz qui la constituent sont fortement ionisés et capables d'absorber et d'émettre un spectre continu de radiations, elle émet

## Chapitre I                      Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

99% du rayonnement total principalement dans le visible et c'est elle que l'œil humain perçoit. Elle présente les caractéristiques suivantes [8] :

- La température de surface décroît de 6400 °C à 4500 °C.
- Une épaisseur de 500 km.
- Une pression qui varie de 1/100 atm.

• La chromosphère constitue avec la couronne l'atmosphère du soleil, cette couche présente les caractéristiques suivantes [7,8] :

- Une épaisseur 2000 km.
- Une température augmentant de 4200 °C à  $10^4$  °C.

• La couronne est la dernière couche du soleil, ses caractéristiques sont : [6]

- Elle est sans limite précise.
- La température augmente de  $10^6$  °C à  $2.10^6$  °C.

La figure I.1 montre la structure du soleil

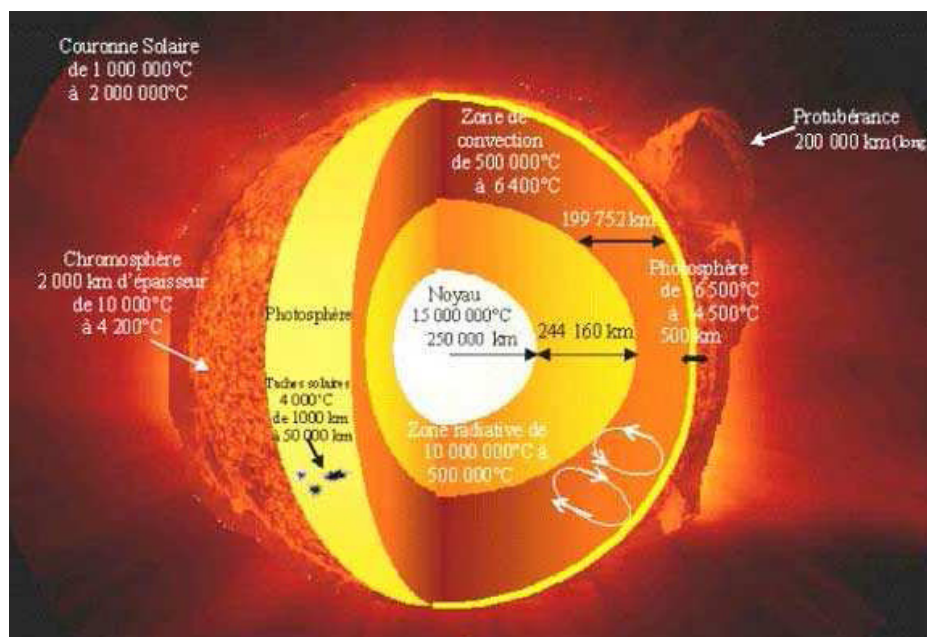


Figure I.1: Structure du soleil [9]

### I.3 Gisement solaire

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire et faire un dimensionnement le plus exact possible compte

tenu de la demande à satisfaire [12]. Il est utilisé dans des domaines aussi variés que l'agriculture, la météorologie, les applications énergétiques et la sécurité publique.

Dans les systèmes d'exploitation de l'énergie solaire, le besoin de données d'insolation est d'une importance capitale aussi bien dans la conception et le développement de ces systèmes que dans l'évaluation de leurs performances.

L'existence d'une solide et fiable base de données est une nécessité pour au moins la survie économique des installations de collection et de conversion de l'énergie solaire.

### I.3.1 Gisement solaire au sol

Le gisement solaire au sol est très variable comme on peut le voir sur la figure (I-2). Nous constatons une variabilité importante les jours nuageux (1) par rapport aux jours avec éclaircies (2) et les jours de soleil (3). L'irradiation du soleil les jours nuageux est environ  $200 \text{ W/m}^2$  alors qu'elle est de  $1000 \text{ W/m}^2$  pour les jours ensoleillés. La présence de nuages modifie sensiblement l'importance des rayonnements du soleil, les nuages jouent le rôle d'un milieu diffusant [12].

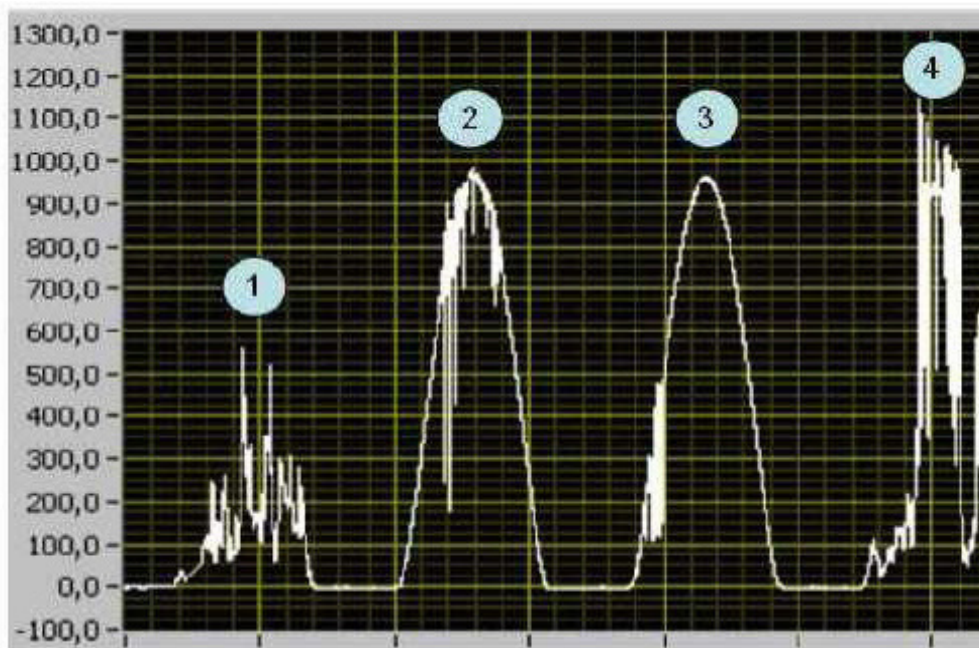


Figure I.2: Irradiation globale ( $\text{W/m}^2$ ) au sol [12]

Par ailleurs, l'orientation et l'inclinaison sont essentielles. D'après l'exemple de la figure (I.2), l'idéal est une orientation face au sud. Néanmoins on voit qu'avec une orientation Est et une pente de  $20^\circ$  le rendement est d'environ 87% (donc 13% de pertes par rapport au plein

# Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

sud). Sur le disque solaire de la figure (I.3), on constate que dans toutes les orientations et inclinaisons, les pertes par rapport à un positionnement optimal restent inférieures à 50%, ce qui montre que l'on peut généralement utiliser l'énergie solaire quel que soit le positionnement

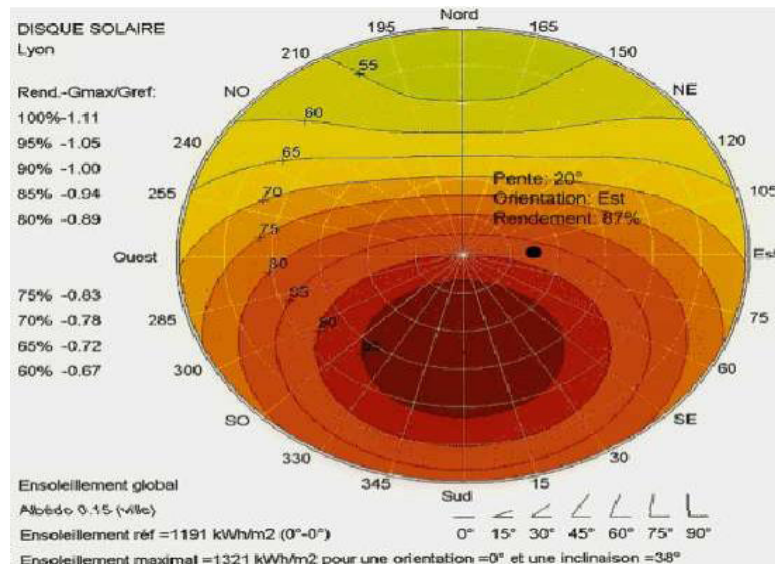


Figure I.3: Disque solaire [12]

## I.4. L'énergie solaire

### I.4.1 Origine

Les conditions résidentes au cœur du soleil favorisent l'interaction des différents atomes d'hydrogène qui subissent une réaction de fusion thermonucléaire. Le résultat de ce processus, lorsqu'il se répète est la fusion de quatre noyaux d'hydrogène en un noyau d'hélium avec émission d'énergie sous forme de rayonnements gamma et X.

Chaque seconde, 564 millions de tonnes d'hydrogène se transforment en 560 millions de tonnes d'hélium, cette différence de 4 millions de tonnes par seconde correspond à la différence d'énergie de liaison entre les protons d'hydrogène et ceux d'hélium donnant une énergie sous forme de rayonnement, estimée à  $3.7 \cdot 10^{26}$  j/s [9].

### I.4.2 Caractères particuliers

L'énergie solaire est la seule source d'énergie externe de la terre, elle présente les propriétés suivantes [10]:

- Elle est universelle, sa densité de puissance maximale est de  $1 \text{ kW/m}^2$  à midi par ciel bleu sur toute la planète.

- La densité de puissance maximale reçue au niveau du sol ( $1 \text{ kW/m}^2$ ) est peu dense on parle alors d'énergie diffuse.
- Elle est abondante, notre planète reçoit plus de 104 fois l'énergie que l'humanité consomme.
- Elle est intermittente et variable à cause de l'alternance du jour et de la nuit, des variations saisonnières et quotidiennes de l'ensoleillement.
- L'énergie reçue par une surface donnée n'est pas récupérable en totalité ceci est dû aux pertes d'énergie sous formes conductrice, convective ou rayonnante.
- Elle est propre.

### 1.4.3 Différentes formes de l'énergie solaire

Il existe différentes techniques pour capter une partie de cette énergie à savoir:

- **L'énergie solaire thermique**

Le thermique solaire est un procédé de transformation de l'énergie solaire en une forme thermique, qu'on peut utiliser :

- En usage direct de la chaleur : chauffe-eau solaire, chauffage solaire, cuisinière et séchoir solaire.
- En usage indirect où la chaleur sert pour un autre usage : centrales solaires thermodynamiques, froid solaire.

- **L'énergie solaire thermodynamique**

Le solaire thermodynamique utilise le solaire thermique pour produire de l'électricité selon le même principe qu'une centrale électrique classique, mais en utilisant des centrales héliothermoélectriques [10].

Trois types principaux de centrales sont utilisées [10].

- Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques pour atteindre des températures entre 300 et 350 °C.
- Les centrales à capteurs paraboliques pour atteindre des températures de 1000°C ou plus.
- Les centrales à tour pour atteindre 1000 °C.



- **L'énergie solaire photovoltaïque**

Elle permet de produire de l'électricité produite par transformation d'une partie du rayonnement solaire avec une cellule photovoltaïque [10].

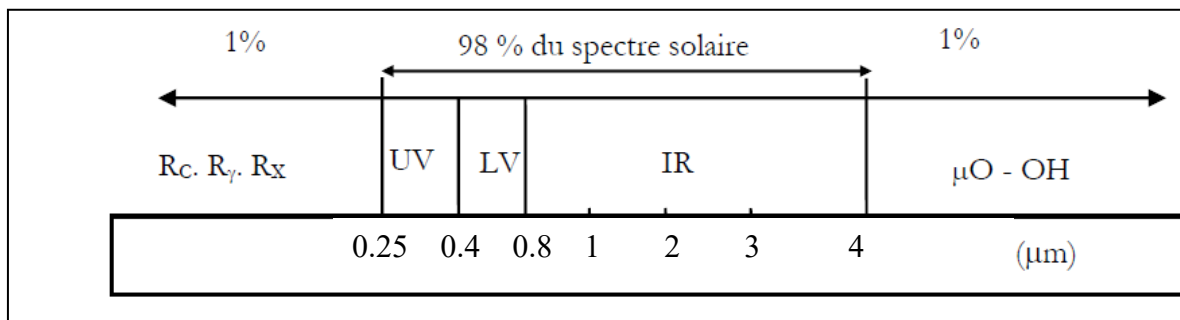
Les photopiles utilisent l'effet photovoltaïque, elles sont formées d'une couche d'un matériau semi-conducteur et d'une jonction semi-conductrice. Le silicium est le plus employé ; cependant, l'arséniure de gallium offre des meilleures performances, mais reste beaucoup plus onéreux [10].

### I.4.4 Rayonnement solaire

Le soleil est l'origine principale de l'énergie disponible sur terre. Ceci inclut bien évidemment l'énergie thermique directe, l'énergie hydroélectrique et même l'énergie générée par les hydrocarbures puisque ces derniers sont la conséquence de la photosynthèse.

Le rayonnement solaire est la lumière qui provient du soleil sous forme d'onde électromagnétique dont 98% d'énergie est comprise entre  $\lambda' = 0.25 \mu\text{m}$  et  $\lambda' = 4 \mu\text{m}$ , le reste représente 1% au-dessus et 1% au-dessous de cet intervalle [11] figure (I-4).

Le rayonnement solaire est représenté par la lumière visible (LV :  $0.4 \mu\text{m}$   $\rightarrow$   $0.8 \mu\text{m}$ ) et de la lumière invisible [(UV :  $0.25 \mu\text{m}$   $\rightarrow$   $0.4 \mu\text{m}$ ) et (IR :  $0.8 \mu\text{m}$   $\rightarrow$   $4 \mu\text{m}$ )].



**Figure I.4: Rayonnement solaire**

L'analyse du spectre du rayonnement solaire montre une ressemblance avec celui d'un corps noir de même surface et porté à une température de  $5777 \text{ }^\circ\text{K}$  dans l'intervalle du spectre  $[0.25 \mu\text{m} \text{ } 4 \mu\text{m}]$ .

L'énergie rayonnée par le soleil n'est pas uniformément répartie sur toutes les longueurs d'ondes, elle passe par un maximum pour une longueur d'onde  $\lambda'_m$  donnée par la loi de Wien  $\lambda'_m T_s = 2898 \mu\text{m K}$  pour  $T = 5777 \text{ K}$  et  $\lambda'_m = 0.5 \mu\text{m}$ .

# Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

## I.4.4.1 Rayonnement solaire hors atmosphère

Le soleil est considéré comme un corps noir de rayon  $r = R_s$  porté à la température  $T = T_s$ .

La puissance du soleil rayonnée par unité de surface et par unité de temps est donnée par la loi de Stephan :

$$W_S = \sigma T_S^4 \quad (\text{I-1})$$

La puissance rayonnée par toute la surface du soleil est donnée par:

$$P_S = \sigma T_S^4 4\pi R_S^2 \quad (\text{I-2})$$

En supposant que la terre soit démunie d'atmosphère et qu'il n'y a aucune absorption dans l'univers, une surface d'un  $m^2$  placée perpendiculairement au rayonnement solaire reçoit une puissance :

$$W_T = \frac{\sigma T_S^4 4\pi R_S^2}{4\pi D_{TS}^2} = \frac{\sigma T_S^4 R_S^2}{D_{TS}^2} \quad (\text{I-3})$$

Pour une distance annuelle Terre – Soleil ( $D_{TS}$ ), la moyenne:  $W_T = 1366.12 \text{ W/m}^2 \text{ s}$  [14]

On appelle constante solaire ( $I_0 = W_T$ ), l'énergie reçue du soleil par unité de surface placée perpendiculairement aux rayons lumineux dans l'espace au voisinage de la terre, à la distance d'une unité astronomique ( $1 \text{ U.A.} = 1.495 \cdot 10^8 \text{ km}$ ) du soleil. Les mesures récentes ont donné une valeur de  $I_0 = (1367 \pm 7) \text{ W/m}^2$  au lieu de  $I_0 = (1353 \pm 21) \text{ W/m}^2$  adopté en 1971.

L'intensité  $I$  reçue par une surface placée perpendiculairement aux rayons solaires hors atmosphère varie quotidiennement selon la relation suivante :

$$I = 1367 \left( 1 + 0.034 \cos \left[ \frac{360}{365} (N - 2) \right] \right) \quad (\text{I-4})$$

Lors des fortes activités solaires, caractérisées par l'apparition des taches solaires et des éruptions chromosphériques, les rayonnements émis par le soleil peuvent s'écarter notablement de leurs valeurs habituelles. Ces variations apparaissent sensibles surtout pour les rayonnements de très courtes longueurs d'ondes.

Le maximum est obtenu au mois de janvier avec la valeur  $1413 \text{ W/m}^2$ , le minimum au début de juillet avec la valeur  $1320 \text{ W/m}^2$ .

## I.4.4.2 Rayonnement solaire au sol

Le rayonnement extraterrestre arrivant à la surface de l'atmosphère terrestre rencontre dans son passage des phénomènes d'absorption et de diffusion qui contribuent à son affaiblissement. On distingue [13]:

- L'absorption par les gaz de l'atmosphère et la vapeur d'eau.
- La diffusion moléculaire par les gaz, par la vapeur d'eau et par les aérosols.
- La masse atmosphérique, la hauteur d'eau condensable et le facteur de trouble sont les principaux facteurs représentatifs de ces phénomènes:
  - Masse atmosphérique  $m$  : c'est l'épaisseur d'air traversée par les rayons solaires avant de parvenir au capteur. À une altitude  $Z$  en km et une pression  $p$  en Mb, le nombre de masse d'air est donné par :

$$m = \frac{P}{P_0} \frac{1}{\sinh} e^{\left(\frac{-Z}{7.8}\right)} \quad (\text{I-5})$$

La formule simplifiée est donnée par :

$$m = \frac{1}{\sinh} (1 - 0.1Z) \quad (\text{I-6})$$

Au sol et au niveau de la mer ( $Z=0$ ), pour une pression  $p_0=1013$  mb et pour un soleil au Zénith, on a  $m=1$  : le rayonnement reçu est alors noté par [13].

- Hauteur d'eau condensable  $w$  : c'est l'épaisseur d'eau liquide obtenue au sol en condensant toute la vapeur d'eau contenue dans l'atmosphère dans une colonne de surface unité à la verticale du lieu. Elle est donnée par  $w = 0,17e$  [13]:

Avec  $e$  : tension de vapeur d'eau au sol.

- Facteur de trouble  $T_L$  : appelé aussi facteur de trouble de Linke, il caractérise tous les phénomènes d'absorption et de diffusion atmosphérique. Il est donné par [13]:

$$T_L = 2,5 + 16 \beta_A + 0,5 \log (w) \quad (\text{I-7})$$

$\beta_A$  : le facteur de trouble d'Angstrom, dépendant de l'état de visibilité du ciel.

## **Chapitre I                      Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires**

Au niveau du sol l'ensoleillement global reçu par une surface plane d'inclinaison quelconque est constitué de trois composantes principales :

- Le rayonnement direct : c'est l'éclairement énergétique provenant directement du disque solaire (ciel clair), il est reçu par une surface réceptrice normale aux rayons solaires.
- Le rayonnement diffus : c'est l'éclairement énergétique provenant de toute la voûte céleste et il n'a pas d'orientation privilégiée.
- Le rayonnement réfléchi : c'est le rayonnement émis par la surface terrestre sous forme réfléchi ou diffuse. Il dépend directement de la nature du sol. Étant de l'ordre de  $15\text{W/m}^2$  [14] à Tlemcen, il est donc négligeable pour les systèmes photothermiques sauf pour le fort albédo du sol (neige) et au facteur de trouble atmosphérique élevé (vent de sable).

Le rayonnement global  $G$  est égal à la superposition des trois composantes directe, diffuse et réfléchi : c'est l'éclairement énergétique d'une surface inclinée. Cet éclairement peut éventuellement être influencé par la nébulosité du ciel (fraction de la voûte céleste occultée par les nuages), l'indice de sérénité de l'atmosphère (rapport du rayonnement au sol sur le rayonnement hors atmosphère) et par les effets de masque.

### **I.5 Echangeurs de chaleur**

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un dispositif qui facilite le transfert d'énergie, sous forme de chaleur, entre deux ou plusieurs fluides. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids qui, eux aussi, circulent entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. Le transfert de chaleur entre les fluides et la paroi se fait par convection.

Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants ayant un champ d'applications très large : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie

# **Chapitre I                      Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires**

thermique, l'agroalimentaire, les stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération ... etc.[15]

## **I.5.1 Critères de classement des échangeurs**

Il existe plusieurs critères pour le classement suivant le types de contact d'échangeurs thermiques.

### **I.5.1.1 Type de contact**

- **Échangeurs à contact direct** : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.
- **Échangeurs à contact indirect** : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

### **I.5.1.2 classement suivant les types d'échange**

- **Échangeur sans changement de phase**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase .les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

- **Échangeur avec changement de phase:**

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

*1-* l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

*2-* le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

*3-* le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

## I.5.1.3 Classement suivant la disposition des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « cont-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaires l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés »

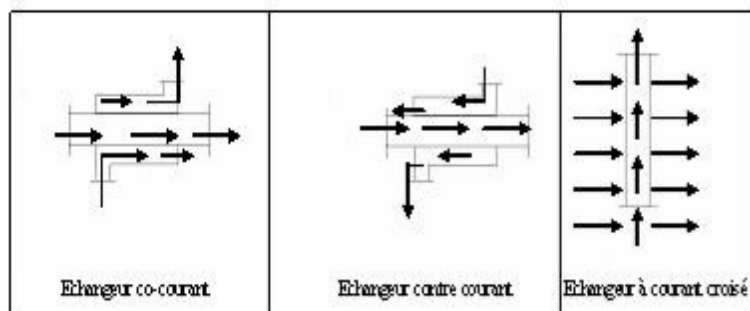


Figure I.5: Différents modes de circulation [16]

## I.5.1.4 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ,suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

## I.5.1.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur est considéré comme compact si sa compacité est supérieure à  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ; cette valeur est susceptible de varier de  $500$  à  $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

### I.5.1.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de parois :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires
- les échangeurs non métalliques en plastique, en céramique, en graphite, en verre, etc.

### I.5.1.7 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

**a) à tubes :** monotubes, coaxiaux ou multitubulaires

**b) à plaques :** à surface primaire ou à surface secondaire

**c) autres types :** contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

#### a) Échangeurs tubulaires

Différentes catégories existantes:

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- **échangeur monotube (Figure I.6.a)**, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir , a généralement la forme d'un serpent.
- **échangeur coaxial (Figure I.6.b)**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur .
- **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :

**1- échangeur à tubes séparés (Figure I.6.c) :** à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé

2- *échangeur à tubes rapprochés* (Figure I.6.d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,

3- *échangeur à tubes ailettes* (Figure I.6.e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

4- *échangeur à tubes et calandre* (Figure I.6.f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

**b) Échangeurs à plaques**

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

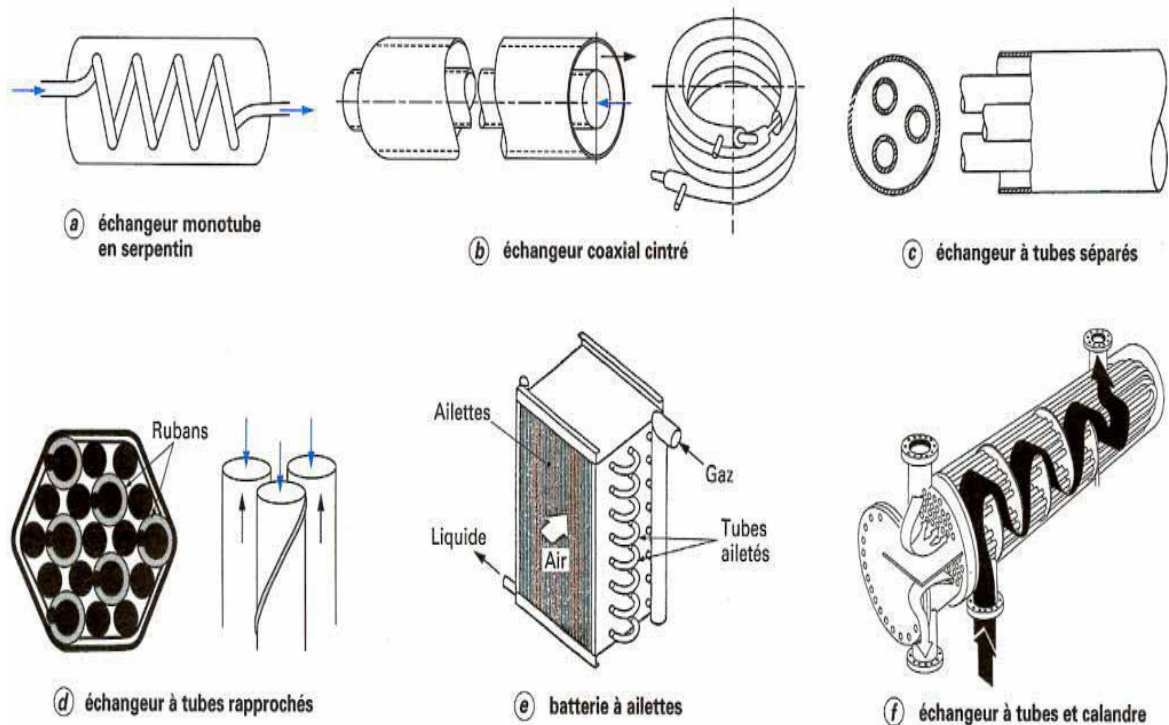


Figure I.6: Différents types d'échangeurs tubulaires [16]



- **Échangeurs à surface primaire**

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié, mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

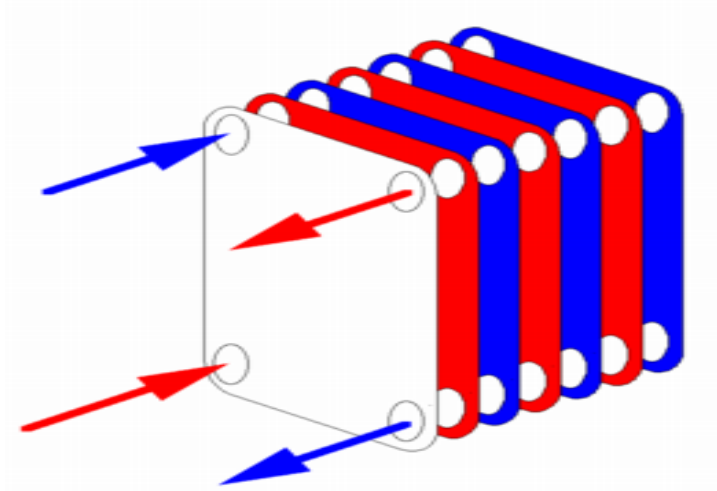


Figure I.7: Échangeurs à plaques [16]

- **Échangeurs à surface secondaire**

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

### I.5.1.8 Autres types d'échangeurs

#### a) Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs à matrice tournante et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait du balayage alternatif. Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

**b) Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante**

Ils présentent deux types d'écoulement :

- un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque, dont l'axe de rotation, est parallèle à l'écoulement.

- un écoulement radial où la matrice est constituée d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement.

- Parmi les applications de ce type d'échangeur, on peut citer :

la récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf ;

- la récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion (figure 5).

**c) Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)**

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid du fluide caloporteur figure(8.a). Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur ,sur les fumées sortant du four, de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer.

Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire figure (8.b).

La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ). Sur site industriel, la durée totale d'une campagne de production est comprise entre 4 et 12 années sans arrêt.

Les matériaux utilisés sont donc résistants à la corrosion à haute température. Les régénérateurs sont conçus pour éviter un bouchage trop rapide des passages de fluide. Le montage des pièces réfractaires de la matrice de stockage est parfaitement ordonné.

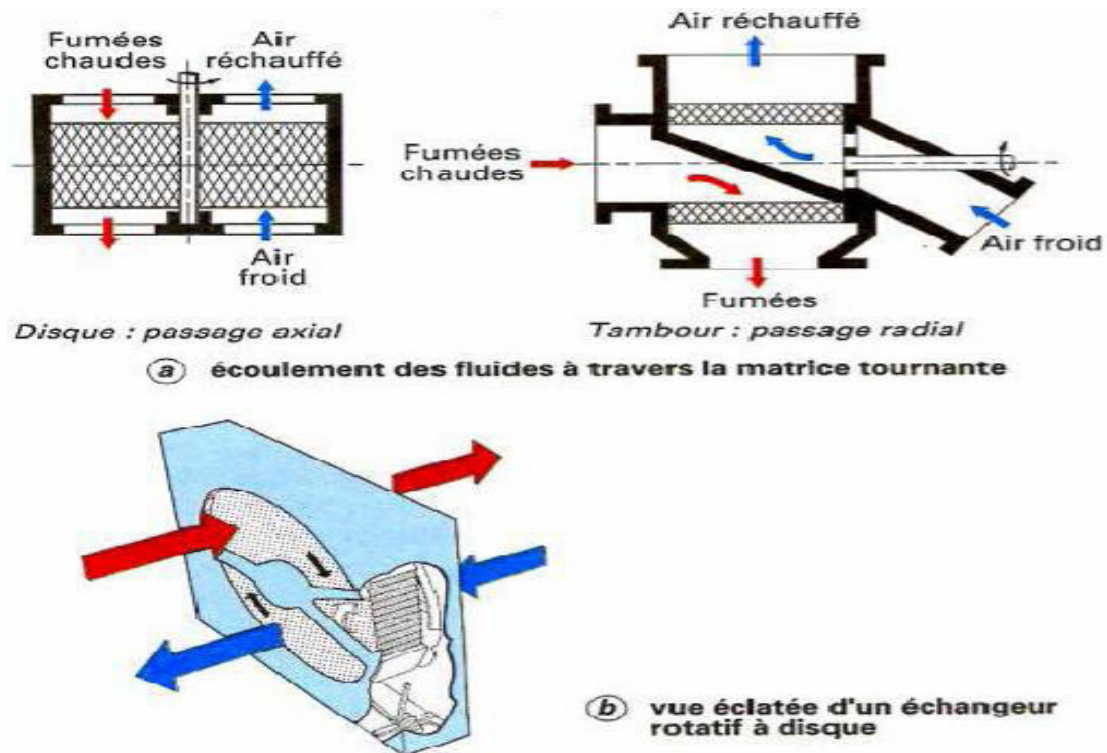


Figure I.8: Échangeur rotatif à matrice tournante [16]

#### d) Échangeurs à caloduc longitudinal

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur :

- soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différente forme : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc.
- soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique.

Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau placé perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement

à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs.

Les échangeurs à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur.

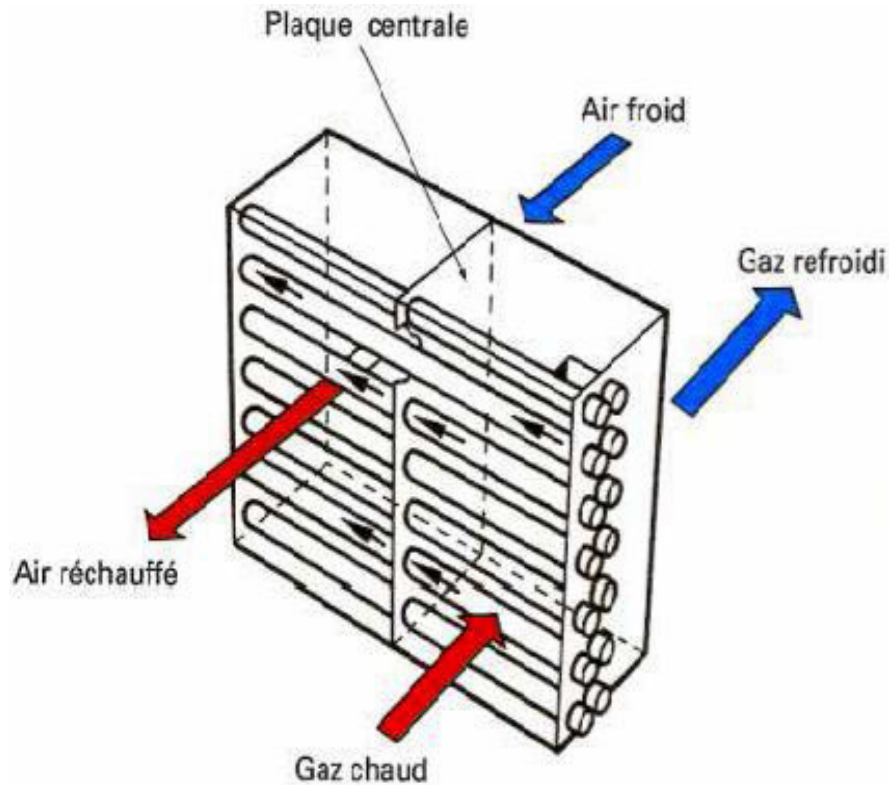


Figure I.9: Échangeur à caloducs : schéma de principe [16]

### e) Échangeur liquide-liquide

Les échangeurs liquide-liquide sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides nous pouvons citer les échangeurs à spirale, tels que représentés dans la figure I-11.



Figure I.10: Échangeur à spirale [16]

#### f) Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bar en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.

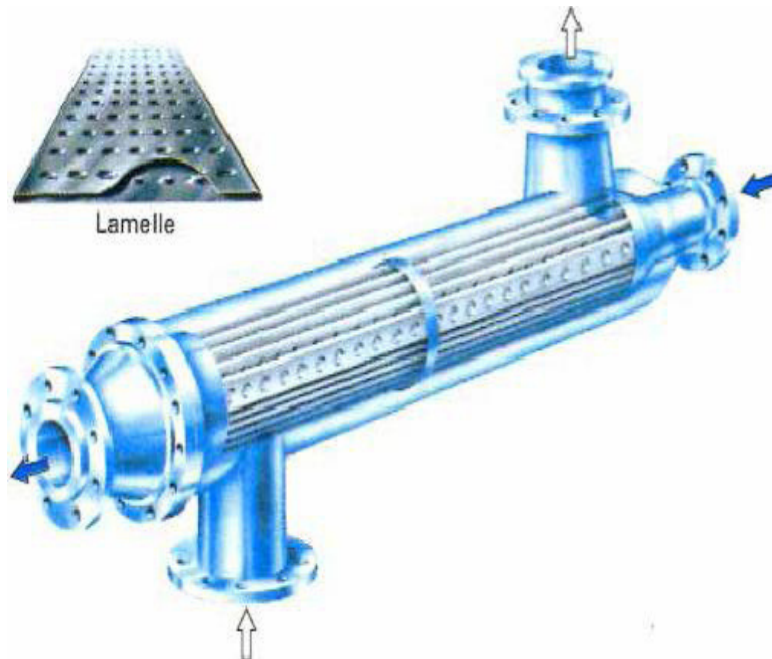


Figure I.11: Échangeur lamellaire [16]

**h) Échangeurs à plaques brasées**

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.

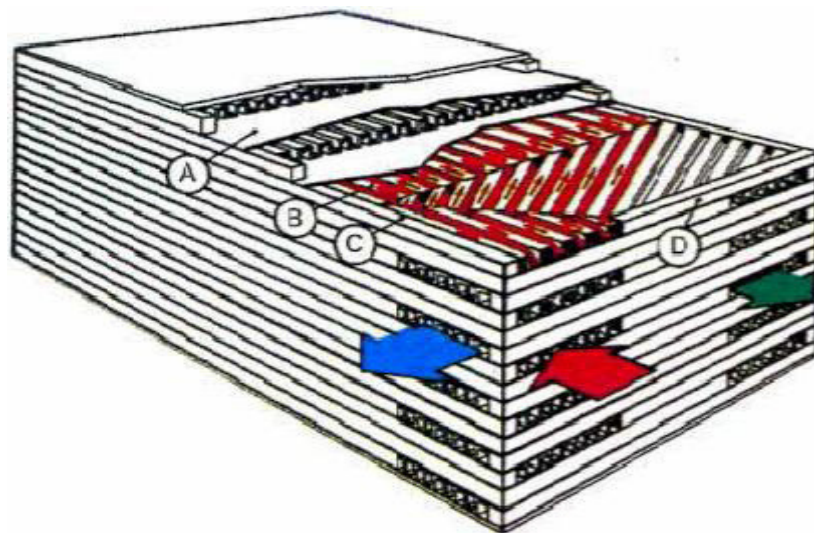
Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents.

Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques :

Les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression.

Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90 % de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de 1 500 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m<sup>3</sup> à 1 200 kg/m<sup>3</sup>) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre - 269°C et + 65 °C et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar.

Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés.



A tôle de séparation  
 B surface d'échange  
 C barre latérale  
 D barre d'extrémité

Figure I.12: Échangeur à plaque brasée [16]

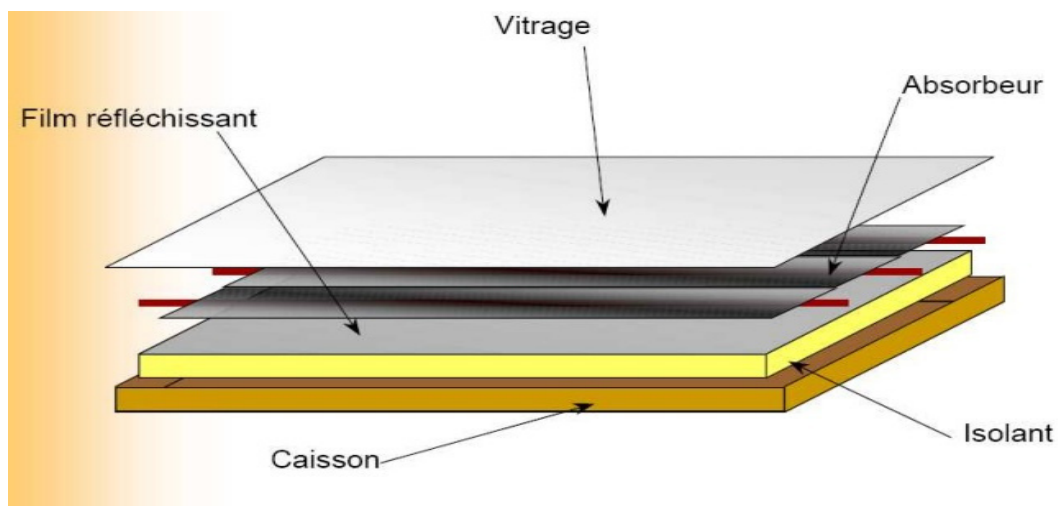


## I.6 Généralités sur les capteurs solaires plans

Les capteurs solaires sont des appareils transformant du rayonnement solaire en énergie thermique. On peut ensuite utiliser cette chaleur comme celle de toutes les sources usuelles de chaleur. C'est-à-dire pour chauffer les locaux industriels ou les logements, fournir l'eau chaude sanitaire, activer les croissances des végétaux, sécher les grains et les fourrages, faire fonctionner des moteurs thermiques produisant de l'énergie mécanique ou de l'électricité [17].

### I.6.1 Constitution du capteur plan

Le capteur est essentiellement constitué de quatre parties :



**Figure I.13: Vue éclatée d'un capteur solaire plan à air [18].**

#### *a) L'absorbeur*

Il transforme le rayonnement solaire reçu en chaleur et chauffe celle-ci avec un fluide caloporteur.

L'absorbeur est un élément essentiel dans le fonctionnement du capteur plan.

De nombreuses recherches ont été effectuées et sont en cours en vue d'améliorer son pouvoir d'absorption vis-à-vis de rayonnement solaire, par le traitement de la surface absorbante.

## **Chapitre I                      Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires**

En effet l'absorbeur idéal est celui qui absorbe toute l'énergie correspondante au spectre solaire de longueur d'onde  $\lambda < 3\mu m$  et émet faiblement dans l'infrarouge lointain  $\lambda > 3\mu m$  [17].

Le choix de l'absorbeur revient à analyser son facteur d'absorption qui devrait être plus proche de l'unité.

On peut résumer de manière générale : un bon absorbeur doit satisfaire les conditions suivantes :

- Il doit avoir un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.
- Un facteur d'émission d'ordre thermique faible.
- Une bonne conductivité et diffusivité thermique.
- Une bonne résistance chimique vis-à-vis du fluide
- Une faible inertie thermique.

### **- Les revêtements**

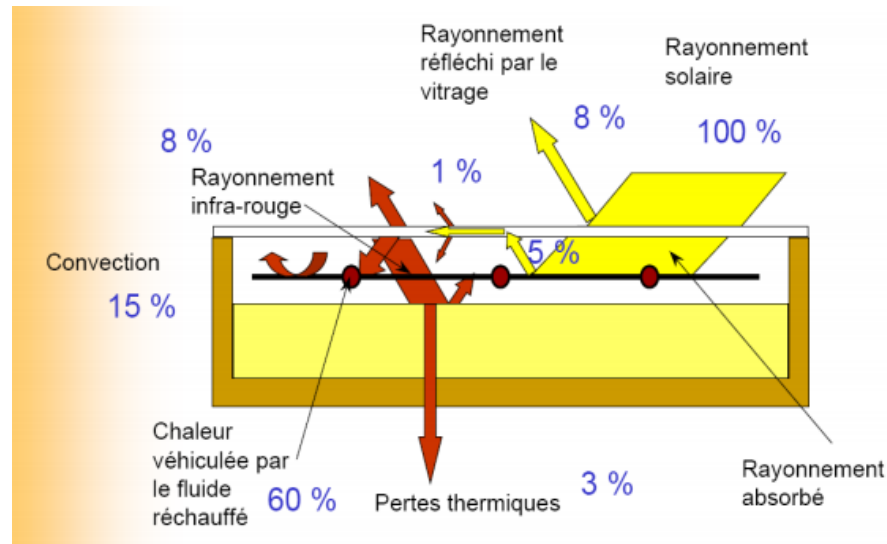
L'utilisation des couvertures transparentes permet de réduire les pertes thermiques par convection et par rayonnement vers l'extérieur.

Elles doivent d'une part être transparentes au rayonnement et laisser passer toute ou une partie de l'énergie solaire et d'autre part, piéger la partie émise par l'absorbeur une fois que l'équilibre thermique est atteint.

Le transfert thermique a le principe suivant :

- Le rayonnement solaire traverse la vitre.
- La plaque absorbe la partie transmise du rayonnement.
- Il y'a réémission du rayonnement par cette plaque dans le domaine de l'infrarouge.
- La plaque du verre réémet à son tour dans le domaine de grandes longueurs d'ondes ( $\lambda > 3\mu m$ ) moitié vers l'extérieur et moitié vers l'intérieur et ainsi de suite [17].





**Figure I.14: Schématisation de l'effet de serre avec un seul vitrage [19].**

Un tel dispositif représente un véritable piège de rayonnement solaire qui peut être amélioré en munissant le capteur par une double couverture ou un vitrage.

### ***b) L'isolant***

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques d'énergie solaire. Elle permet de limiter les pertes par conduction et par convection par le milieu environnant à côté et en bas du capteur.

L'isolant doit être opaque au rayonnement de grandes longueurs d'ondes, dans le domaine de l'infrarouge émis par la plaque absorbante [17].

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- Une faible conductivité thermique.
- Une faible densité (pour une faible inertie thermique).
- La chaleur massique doit être basse.
- Une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.

### ***c) Fluide caloporteur***

Le fluide caloporteur a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée à l'absorbeur pour l'utiliser directement ou pour le stocker.

Le fluide caloporteur doit satisfaire les conditions suivantes :

- Une faible viscosité.
- Haut point d'ébullition et bas point de congélation.

- Coefficient de transfert de chaleur élevé.
- Stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage.
- Une grande capacité calorifique.
- Degré d'agressivité faible vis-à-vis des éléments constituant le capteur avec lesquels il est en contact [18].

### **I-6-2 Caractéristiques techniques**

#### **a) L'absorbeur**

En général, l'absorbeur est fabriqué de plaque plane ou de tube en plastique, en Cuivre, en Acier ou en Aluminium. On utilise aussi des surfaces avec du Zinc sur aluminium ou des surfaces traitées chimiquement. L'absorbeur est en général disposé de 25 mm à 30 mm de l'isolant.

#### **- Cuivre (Cu)**

Le cuivre est le meilleur matériel utilisé pour l'absorbeur, mais aussi le plus coûteux.

#### **- Aluminium (Al)**

Sa légèreté et sa conductivité sont appréciables, il est parmi les métaux les plus résistants à la corrosion grâce à la couche d'alumine ( $Al_2O_3$ ).

La surface qui reçoit le rayonnement solaire est recouverte d'une couche mince de peinture noire mate afin d'augmenter le pouvoir d'absorption de la plaque.

#### **- Matières plastiques**

Elles ont l'avantage, par rapport aux métaux, d'être plus légères et insensibles à la corrosion.

Comme matières plastiques, on distingue polypropylène qui résiste à une température jusqu'à 150°C. Malgré sa conductivité thermique qui est 1500 fois plus faible que celle du Cuivre; il est utilisé comme absorbeur dont les performances sont comparables à celle des capteurs à absorbeurs métalliques [18].

| Matière   | Conductibilité<br>(W/m°C) | Masse volumique<br>(Kg/m <sup>3</sup> ) | Coefficient de dilatation<br>(mm pour 1m et 100°C) |
|-----------|---------------------------|---|--|
| Aluminium | 230                       | 2700                                    | 2.38   |
| Cuivre    | 380                       | 8930                                    | 1.65   |
| Zinc      | 112                       | 7130                                    | 2.90   |
| Acier     | 52                        | 7900                                    | 1.15   |
| Inox      | 52                        | 7900                                    | 1.15   |
| Plastique | 0.2 à 0.4                 | 1000 à 500                              | à 20   |

**Tableau I.2: Les matières les plus utilisables pour fabriquer l'absorbeur [21].**

**\* Le revêtement sélectif**

Pour améliorer le rendement des capteurs, les absorbeurs sont recouverts d'un revêtement sélectif pour l'absorption et l'émission. Ces revêtements sont de couleur noire afin d'absorber le rayonnement solaire au maximum (coefficient d'absorption proche de 1)

Le coefficient d'émissivité est alors beaucoup plus faible que pour une peinture noire classique

Généralement ces revêtements utilisent des oxydes de nickel ou de chrome [22].

Les principaux traitements sélectifs sur le marché :

- Alanod : Mirotherm ( $\alpha = 0.95$  ,  $\varepsilon = 0.05$ ) sur aluminium :Allemagne
- Chrome Coat ( $\alpha = 0.95$  ,  $\varepsilon = 0.1$ ) sur cuivre : Danemark.
- MTI Krosol sur cuivre : États Unis
- Tinox : Classic ( $\alpha = 0.96$  ,  $\varepsilon = 0.12$ ) sur cuivre : Allemagne.
- Sunstrip : ( $\alpha = 0.96$  ,  $\varepsilon = 0.07$  sur aluminium : Suède.

### \* Les couvertures

Comme couverture transparente utilisée dans la composition des capteurs solaires, on distingue :

#### - Le verre

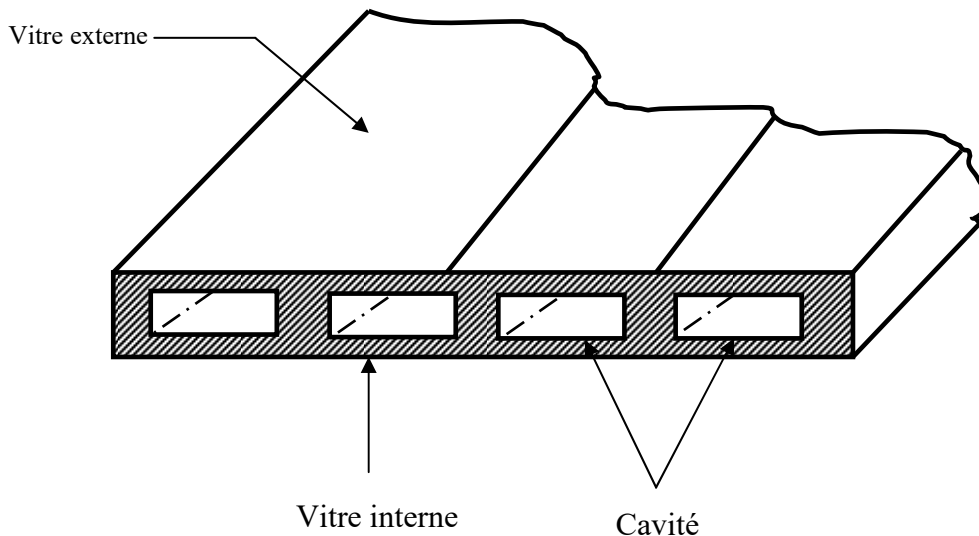
Ce type des couvertures laisse passer entre 84%-92% du rayonnement solaire sous une incidence normale.

Les couvertures en verre présentent quelques inconvénients :

- Elles sont très fragiles au choc thermique et mécanique.
- Elles ont une forte inertie thermique en comparaison avec le polycarbonate en raison de leur masse volumique.

#### - Le polycarbonate

Sont des dérivées de matières plastiques à double et triples lames fines, reliées entre elles par une multitude de parois sous forme des cavités. Ces dernières réduisent le mouvement de l'air trouvant dans cet espace et permettent de minimiser les pertes thermiques par convection vers l'amant.



**Figure I.15: Coupe d'une couverture transparente en double parois en polycarbonate [18].**

### \* Le coefficient d'absorption

- $\alpha = 83\% \rightarrow 79\%$  Couverture neuve sous une incidence normale.
- Le coefficient diminue avec le temps  $\alpha = 79\% \rightarrow$  (après 5ans)
- Le polycarbonate en comparaison avec les couvertures en verre présente

## Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

l'avantage d'avoir une bonne résistance au choc thermomécanique et une faible densité (faible inertie thermique).

### b) L'isolant

On distingue trois types :

#### 1) *Isolant minéral*

- La pierre ponce est une roche volcanique qui est solidifiée en enfermant de nombreuses bulles d'air.
- La laine de verre est constituée de fibres de verre très fines, commercialisée sous de nombreuses formes (en plaque, en rouleaux, enrobée dans du plâtre).

La conductivité thermique varie :  $\begin{cases} 0.034 \text{ W/m}^\circ\text{C} & \text{à } 0^\circ\text{C} \\ 0.053 \text{ W/m}^\circ\text{C} & \text{à } 200^\circ\text{C} \end{cases}$

La laine de verre est un matériau efficace, mais désagréable à manipuler en raison des fibres qui s'échappent [18].

La laine de verre doit être gardée en sec, sous peine de perdre ses propriétés isolantes.

- Les vermiculites (mica) :

Sa conductivité thermique  $\lambda$  varie entre 0.12 à 0.6 W/m<sup>2</sup>K et qui se présente sous forme de granulés très légers.

Ces trois types d'isolations minérales sont de nature incombustible et non dégradables par la chaleur.

#### 2) *Isolant d'origine végétale*

\* Bois sec

Sa conductivité thermique est  $0.013 < \lambda < 0.4 \text{ W/m K}^\circ$

Ces qualités isolantes peuvent être améliorées s'il est utilisé sous forme de fibres agglomérées [18].  $0.05 < \lambda < 0.1 \text{ W/m K}^\circ$

\* Sciure de bois

Sa conductivité thermique est de l'ordre  $\lambda = 0.11 \text{ W/m K}^\circ$

## Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

Ce matériau à deux incontinents :

Son inflammabilité et sa conductivité thermique qui ont tendance à augmenter avec la chaleur. Ce qui le rend incohérent pour l'isolation.

### **3) Isolants organiques**

Ils ont la propriété d'être insensibles à l'humidité ; ils dégagent cependant des gaz toxiques en cas d'incendie.

- Matière plastique

- Mousse

- \* Mousse à haute densité :  $d=0.6$  très rigide  $\lambda = 0.08W/°m K$ .

- \* Mousse à basse densité :  $d=0.03$  très légers et fragiles.  $\lambda = 0.025W/°m K$

- Polystyrène

Très léger et fragile de couleur blanche, utilisé généralement pour l'emballage.

Ses propriétés isolantes sont légèrement moins bonnes par rapport à la mousse  $\lambda = 0.04W/°m K$ , il est nettement moins cher et se sublime à partir de 90°C [18].

La meilleure façon d'isoler les capteurs est de minimiser les pertes consistantes à créer le vide, mais cette technique délicate est très coûteuse et elle est utilisée surtout dans certains capteurs solaires à haute performance, tels que les capteurs à concentration [18].

### **c) Fluide caloporteur**

On utilisant généralement :

#### **1) L'air**

Son abondance et sa gratuité lui donnent un avantage évident, son principal handicap est sa faible capacité calorifique (3000l d'air = 1l d'eau).

L'air, comme agent de transport de calories, a un avantage par rapport à l'eau : absence de problème de gel et de corrosion, ce qui donne aux capteurs une durée de vie importante et une facilité des travaux d'entretien [18].

### **2) L'eau**

Possède des propriétés physiques excellentes (sa chaleur massique  $C_p$  élevée, sa densité est élevée, sa faible viscosité). Ce pendant, elle pose des problèmes de fonctionnement aux températures extrêmes qui s'expliquent par le risque de gel et d'ébullition.

On note aussi que l'eau calcaire à l'inconvénient au fil de temps de donner naissance à des couches de tartre dans les canalisations surtout  $T \geq 60^\circ\text{C}$ , ce qui démunit la qualité de transfert thermique [18].

### **3) Les gílothermes**

Ce sont des liquides organiques dont la température de fonctionnement varie selon le type utilisé.

Leur chaleur massique est environ de  $C_p = 0.5 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

Ils ont une faible viscosité, très mouillants (problèmes de fuite) et combustibles à haute température [17].

Il existe différents types de capteurs solaires thermiques selon la nature du fluide caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre.

On distingue généralement les capteurs à air et les capteurs à eau.

## **I.6.3 Les capteurs solaires plans à air**

C'est l'air qui circule et qui s'échauffe au contact des absorbeurs.

L'air ainsi chauffé est ensuite ventilé dans les habitats pour chauffage ou dans des hangars agricoles et pour le séchage des productions.

### **I.6.3.1 Propriété de l'air**

On trouvera dans le tableau ci-dessous les valeurs de la masse volumique  $\rho$ , la chaleur massique  $C_p$  la conductivité thermique  $\lambda$ , le coefficient de la viscosité  $\mu$  et nombre de Prandtl pour l'air à différentes températures  $\theta$  en ( $^\circ\text{C}$ )[17].

| Propriétés de l'air à 1atm |                |                      |                           |                         |      |
|----------------------------|----------------|----------------------|---------------------------|-------------------------|------|
| $\theta(^{\circ}C)$        | $\rho(Kg/m^3)$ | $C_p(J/Kg^{\circ}C)$ | $\lambda(W/m. ^{\circ}C)$ | $10^5 \cdot \mu(pa. s)$ | Pr   |
| 0                          | 1.292          | 1006                 | 0.242                     | 1.72                    | 0.72 |
| 20                         | 1.204          | 1006                 | 0.0257                    | 1.81                    | 0.71 |
| 60                         | 1.059          | 1008                 | 0.0287                    | 1.99                    | 0.70 |
| 100                        | 0.946          | 1012                 | 0.0318                    | 2.18                    | 0.69 |
| 140                        | 0.854          | 1016                 | 0.0345                    | 2.34                    | 0.69 |
| 180                        | 0.779          | 1020                 | 0.0372                    | 2.50                    | 0.69 |
| 220                        | 0.700          | 1028                 | 0.0399                    | 2.64                    | 0.68 |
| 260                        | 0.662          | 1036                 | 0.0425                    | 2.79                    | 0.68 |
| 300                        | 0.616          | 1045                 | 0.0450                    | 2.93                    | 0.68 |

**Tableau I.3: Propriétés physiques de l'air à 1 atm [17].**

Propriétés physiques de l'air à différentes températures  $\theta$  sont les suivants [17] :

$$\rho = \frac{353}{(\theta+273)} \quad (Kg/m^3) \quad (I-13)$$

$$C_p = 1008 \quad (J/Kg. ^{\circ}C) \quad (I-14)$$

$$\lambda = 7.57 \cdot 10^{-5} \cdot \theta + 0.0242 \quad (W/p. ^{\circ}C). \quad (I-15)$$

$$\mu = 10^{-5}(0.0046 \cdot \theta + 1.7176) \quad (Pa. s). \quad (I-16)$$

$$Pr = -2.54 \cdot 10^{-4} \cdot \theta + 0.7147 \quad (I-17)$$



## I.6.4 Différents types des capteurs solaires plans à air

On distingue trois grandes catégories de capteurs solaires à air :

### I.6.4.1. Capteur à absorbeur perméable (poreux)

Il s'agit d'un capteur dont l'absorbeur est une matrice perméable ou poreuse, l'air pénètre et se déplace dans l'espace vitre- absorbeur. Dans ces conditions, l'échange thermique par convection aura lieu sous le vitrage et avec l'isolant durant son mouvement à travers l'absorbeur. On note que pour ce genre de capteur, la surface du capteur est assez importante.

La méthode d'amélioration du rapport de surface d'échange sur projection de la surface d'absorbeur consiste à utiliser un absorbeur poreux. On peut employer à cet effet du tissu noir, de la fibre de verre assemblage de lamelles [17]

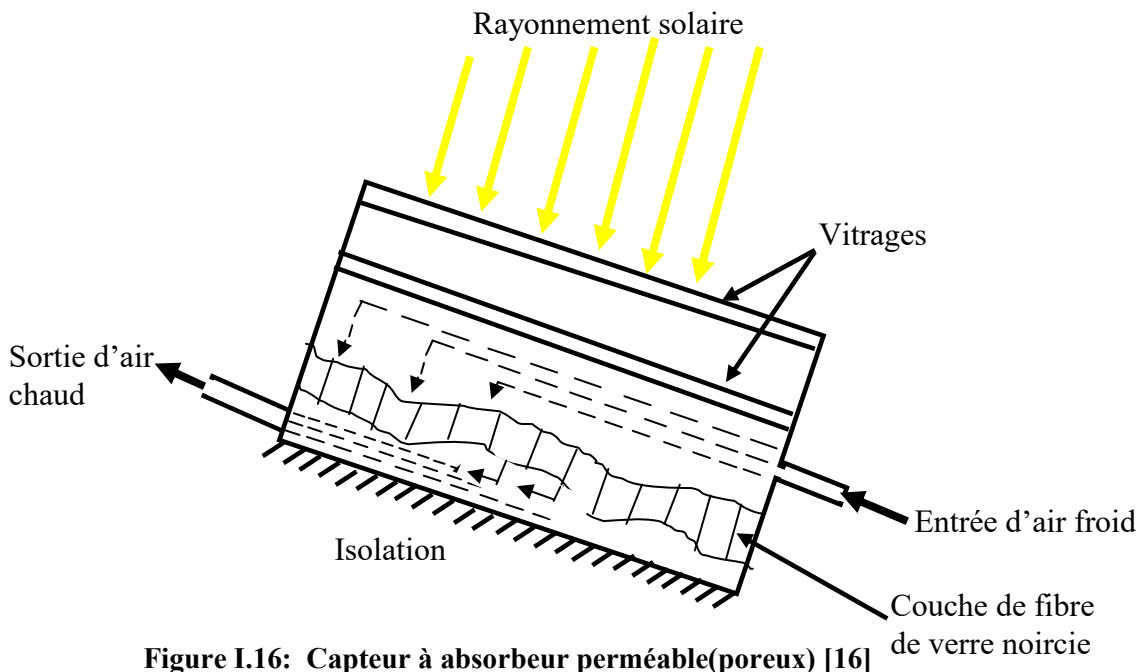


Figure I.16: Capteur à absorbeur perméable(poreux) [16]

### I.6.4.2 Capteur à absorbeur à géométrie variable (rainuré)

On peut augmenter la surface d'échange de chaleur en donnant à l'absorbeur une surface striée ou rainurée, Figure (I-17) on double par exemple la surface d'échange de chaleur et la protection de la surface absorbante en utilisant un absorbeur strié de rainures en "V" avec un angle de 60°. Le rainurage du fond du canal améliore encore l'échange de chaleur, la valeur de cette amélioration dépend du coefficient de transfert de chaleur par convection dans le canal [16].

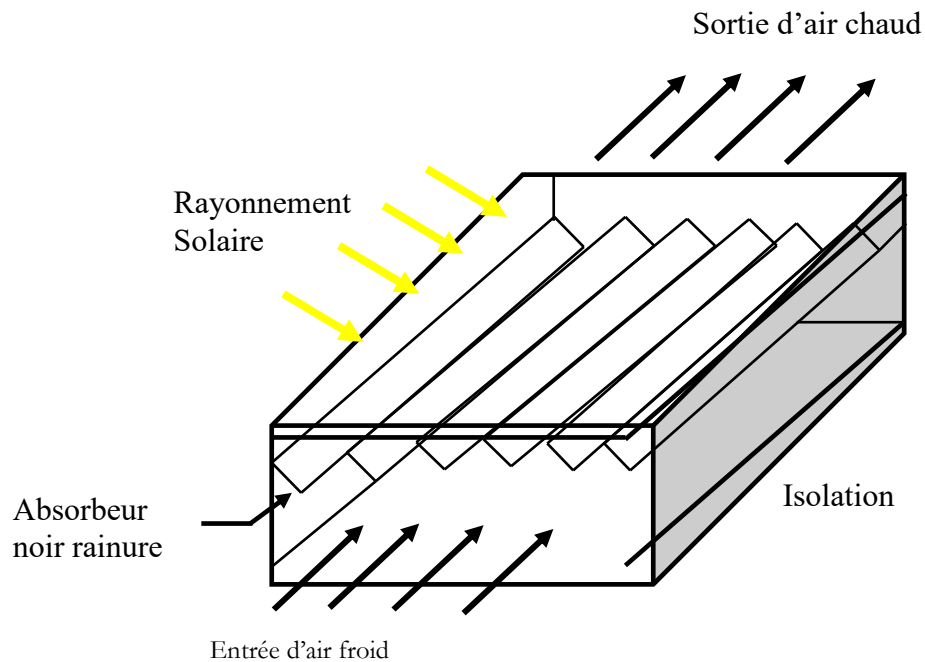


Figure I.17: Capteur à absorbeur rainuré [17].

Le principe consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur en vue d'obtenir une surface d'échange considérable. Les formes les plus utilisées sont les suivantes [18]:

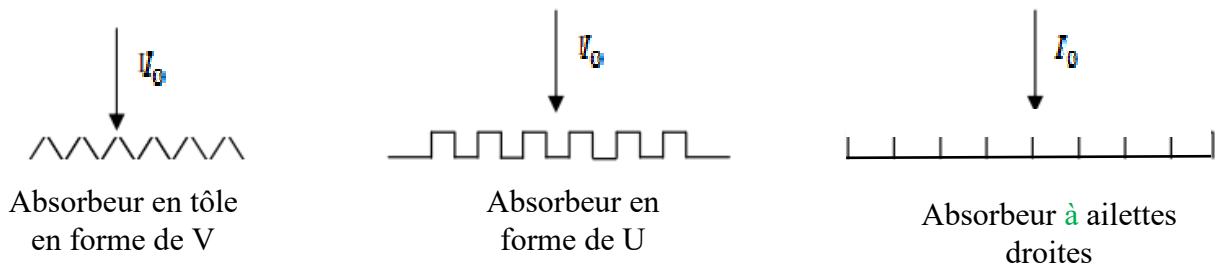


Figure I.18: Différent types d'absorbeurs à géométrie variable [19].

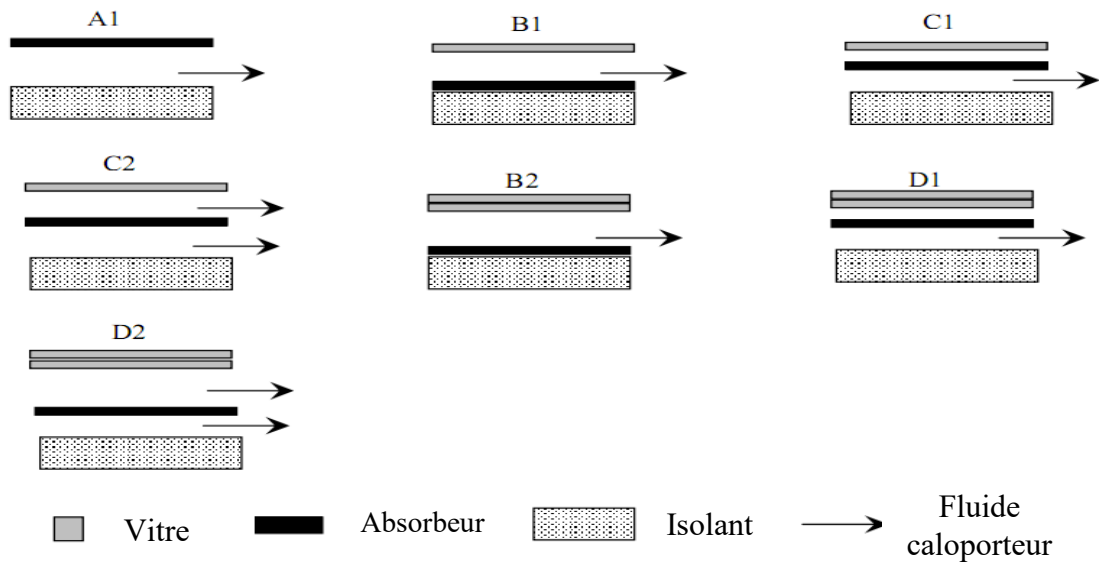
#### I.4.6.3 Capteur à absorbeur plan

Pour ce type de capteur, l'absorbeur est une plaque en tôle plane. Leur variété réside dans le nombre de vitres qui le composent et dans le nombre des veines de l'écoulement d'air.

On cite plusieurs sortes de capteurs selon leurs modes d'écoulement :

- L'écoulement est au-dessus de l'absorbeur.
- L'écoulement est au-dessous de l'absorbeur.
- L'écoulement est des deux côtés, en bas et en haut de l'absorbeur, dit aussi capteur à deux veines d'air mobile.

Pour cette catégorie de capteur, on distingue plusieurs critères : chaque type semble différent de l'autre par ses performances ou par son rendement thermique qui montre à quel point l'énergie solaire captée a été échangée puis véhiculée par le fluide caloporteur [19].



**Figure I.19: Différents types d'écoulement étudiés [19].**

**a) Avantages**

- Généralement moins chers.
- Fort ensoleillement et différence de température absorbeur - air ambiant modeste.
- Outre, les économies d'énergie déjà énoncées, les capteurs solaires thermiques respectent l'environnement. [20]
- L'énergie solaire recueillie par les capteurs solaires thermiques est une énergie propre et renouvelable. Installer ce type de matériel permet de participer à la réduction des émissions de gaz à effet de serre [21].
- L'air a un bas point de congélation, une bonne inertie chimique, une bonne durabilité et sécurité d'emploi, ainsi qu'un bas prix [22].

**b) Inconvénients**

- Si 'on classe les fluides de transfert de chaleur par niveau de performance technique, on trouve en tête les fluides possédants une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et un produit chaleur massique-masse volumique élevée. D'après ce classement, l'air est le moins efficace [19].

### **c) Utilisation des capteurs solaires plans à air**

Le capteur solaire plan à air peut être décliné sous trois formes différentes:

1- le chauffage solaire à air : nécessitant une adaptation architecturale de la maison. Celui-ci se compose d'une grande surface vitrée placée devant un mur sombre qui absorbera la chaleur et la redistribuera par la suite, ou d'un panneau à l'intérieur dans lequel l'air circulera et traversera un réservoir rempli de galets [22].

On peut l'utilisés pour :

- Sécher les grains et les fourrages [19].
- chauffage direct de l'air [23].

2- la climatisation solaire : La chaleur captée par le panneau solaire est envoyée vers une machine à absorption. Ce système est plus écologique qu'une climatisation classique, de plus il s'agit d'une solution efficace et silencieuse à la fois [22].

On peut l'utilisés pour :

- Alimenter des machines de réfrigération destinées au conditionnement de l'air ou à la conservation des aliments [19].
- Utilisation possible dans les systèmes ouverts pour la régénération du matériel de dessiccation [23].

### **I.6.5 Bilan thermique global**

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit [17] :

$$\phi_{sa} = \phi_P + \phi_U + \phi_{st} \quad (I-17)$$

Où :

- $\phi_{sa}$  : Flux solaire absorbé.
- $\phi_P$  : Flux perdu par la paroi absorbante.
- $\phi_U$  : Flux utile transmis au fluide caloporteur
- $\phi_{st}$  : Flux stocké dans le capteur.

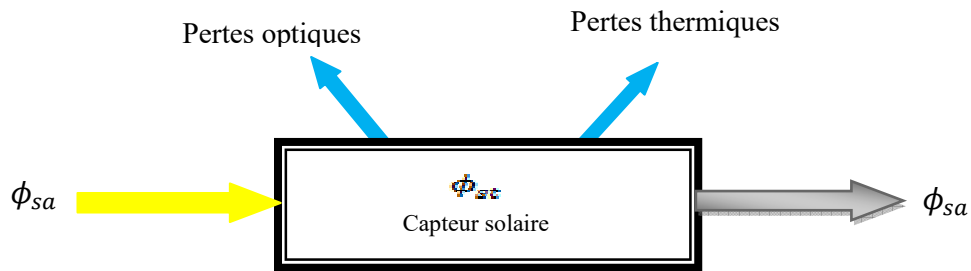


Figure I.20: Bilan thermique d'un capteur

Le flux stocké dans le capteur s'écrit :

$$\phi_{st} = M_{air} C_{air} \frac{\partial T}{\partial t} \tag{I-18}$$

- : Masse d'air du capteur définie par :

$$\sum m_i C_{air} = m_{air} C_{air} \tag{I-19}$$

- $i$  : représente les différents éléments constitutifs du capteur.
- $T$  : Température moyenne du capteur (K).
- $t$  : Temps (s).
- $C_{air}$  : Capacité calorifique de l'air (J/Kg K).

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\phi_{sa} \approx \tau_{CS} \alpha_{PS} G_{(i,Y)}^* S \tag{I-20}$$

Où :

- $\phi_{sa}$  : Flux solaire absorbé par la surface exposée (W).
- $G_{(i,Y)}^*$  : Éclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur ( $W m^{-2}$ ).
- $\alpha_{PS}$  : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire.
- $\tau_{CS}$  : Coefficient de transmission du revêtement transparent par rapport au rayonnement solaire.
- $S$  : Surface de la paroi absorbante ( $m^2$ ).

## Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit :

$$\phi_U = q_{cf}(T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{I-21})$$

Où :

- $q_{cf}$  : Débit calorifique du fluide caloporteur ( $\text{W.K}^{-1}$ ) = débit massique par capacités calorifiques.
- $T_{fe}$  : Température d'entrée du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K).
- $T_{fs}$  : Température de sortie du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur (K)

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme :

$$\phi_P = h_p(T_{pm} - T_a)S \quad (\text{I-22})$$

Où :

- $h_p$  : Coefficient global de pertes du capteur ( $\text{WK}^{-1}\text{m}^{-2}$ ).
- $T_{pm}$  : Température moyenne de la paroi absorbante (K).
- $T_a$  : Température de l'air extérieur (K).

Dans notre cas où le capteur est plan. La température  $T_{pm}$  peut en première approximation être calculée par [16] :

$$T_{pm} = \frac{3T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad (\text{I-23})$$

Pour tenir compte de la non-linéarité de l'évolution de la température  $\Delta T$  du fluide dans le capteur et de l'écart de température existant entre le fluide et la paroi absorbante.

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$\tau_{CS} \alpha_{PS} G_{(i,Y)}^* S = h_p(T_{pm} - T_a)S + q_{cf}(T_{fs} - T_{fe}) + M_{air}C_{air} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{I-24})$$

Le bilan thermique en régime stationnaire du capteur exprime que le flux solaire absorbé se répartit entre flux utile et les pertes thermiques [17] :

$$\tau_{CS} \alpha_{PS} G_{(i,Y)}^* S = h_p(T_{pm} - T_a)S + q_{cf}(T_{fs} - T_{fe}) + M_{air}C_{air} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{I-25})$$

## I.6.6 Rendement d'un capteur solaire

Les rendements d'un capteur sont définis par rapport au flux solaire incident de la manière suivante [17] :

- Le rendement global :

$$\eta = \frac{\phi_U}{G_{(i,Y)}^* S} \quad (\text{I-26})$$

- Le rendement interne :

$$\eta = \frac{\phi_U}{\phi_{sa}} \quad (\text{I-27})$$

- Le rendement optique :

$$\eta = \frac{\phi_{sa}}{G_{(i,Y)}^* S} \quad (\text{I-28})$$

On définit également des rendements moyens sur une période donnée (jour, mois, année). Pour ce faire, on intègre la relation du bilan (I-17) sur la période choisie :

$$\int_0^t \phi_{sa} dt = \int_0^t \phi_U dt + \int_0^t \phi_P dt \quad (\text{I-29})$$

Soit :

$$\phi_{sa} = \phi_U + \phi_P \quad (\text{I-30})$$

On définit alors les rendements globaux  $\eta$  ; interne  $\bar{\eta}_i$  et optique  $\bar{\eta}_0$  moyen du capteur sur la période considérée par :

$$\bar{\eta} = \frac{\phi_U}{\int_0^t G_{(i,Y)}^* S dt} \quad (\text{I-30})$$

$$\bar{\eta}_i = \frac{\phi_U}{\phi_{sa}} \quad (\text{I-31})$$

$$\bar{\eta}_0 = \frac{\phi_{sa}}{\int_0^t G_{(i,Y)}^* S dt} \quad (I-32)$$

Ces rendements sont à considérer lors d'un calcul de dimensionnement d'un capteur solaire. Il ne faut pas les confondre avec les rendements instantanés qui sont toujours plus élevés (un rendement journalier moyen tient compte du refroidissement nocturne par exemple) [24].

### I.6.6.1. Optimisation du rendement du capteur

#### \* Rendement optique

Les pertes du capteur solaire sont aussi de type « optique »

On tient compte de l'atténuation de la puissance du rayonnement solaire qui traverse la couverture translucide et de la capacité de transformation en chaleur par l'absorbeur.

Le rendement optique dépend de :

- Des réflexions au passage de couverture translucide (généralement du verre).
- De l'absorption du rayonnement par cette couverture.
- Ces deux atténuations sont reprises dans le facteur global de transmission du rayonnement solaire dans tout son spectre de longueurs d'onde :  $\tau$  (valeur entre 81% et 95%).
- De l'absorption du rayonnement par l'absorbeur :  $\alpha$  (valeur entre 85% et 95%).
- Des réflexions de miroirs s'il y en a des dispositifs optiques de cette nature.
- De l'efficacité du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. F (valeur entre 80% et 97%) [24].

La productivité théorique des capteurs est calculée à partir de deux coefficients.

#### 1) Le Coefficient B

Le coefficient  $\beta$  qui caractérise le rendement optique du capteur (en France sa valeur est établie expérimentalement par le CSTB, ou par un autre laboratoire sous le label SolarKeymark) [25].

#### 2) Le Coefficient K

Le coefficient K qui caractérise les déperditions thermiques du capteur. Afin d'assurer un rendement élevé d'un capteur : le Coefficient "B" doit être grand et le Coefficient "K" petit [24].



| MARQUES de CAPTEURS<br>"plan"               | Avis technique             | Coef.<br>B | Coef. K<br>W/m <sup>2</sup> .°C |
|---|----------------------------|------------|---------------------------------|
| BUDERUS - Logasol SKS                       | 14-00/577                  | 0,79       | 4,89                            |
| CLIPSOL - TGD Y1200                         | AT 14 + 5/03-839           | 0,73       | 4,26                            |
| DE DIETRICH - Sol 1                         | 4-00/576                   | 0,68       | 3,82                            |
| GASOKOL - Enersol GKAN et<br>GKAQ           | 14/02-716                  | 0,77       | 3,86                            |
| GIORDANO - C8 HI                            | 14/07-1155                 | 0,76       | 3,71                            |
| PHÖNIX - Infinity 21                        | 14+5/02-756                | 0,72       | 3,54                            |
| SOLAHART - Solahart Ko                      | 14/01-672                  | 0,79       | 4,76                            |
| SONNENKRAFT - SK500                         | 14+5/04-924*01 Ext         | 0,82       | 3,90                            |
| SUNMASTER - SK20 LM<br>(New Point Products) | 14/01 – 650                | 0,77       | 4,17                            |
| TISUN - FM-S                                | SolarKeymark : 09-<br>08/D | 0,79       | 3,75                            |
| VISSMANN - Vitosol 100 S1,7                 | 14/00-584                  | 0,76       | 4,34                            |
| WAGNER - EURO C20 AR                        | 14/03-844                  | 0,85       | 3,34                            |
| WEISHAUP - WTS-F                            | 14+5/03-793                | 0,77       | 2,75                            |
| ZENIT - Thermic                             | 14+5/01-609                | 0,77       | 3,62                            |

Tableau I.4: La productivité théorique des capteurs plan [25].

I.6.7. Diminution des coefficients des pertes

I.6.7.1 Perte thermique du capteur dans son environnement

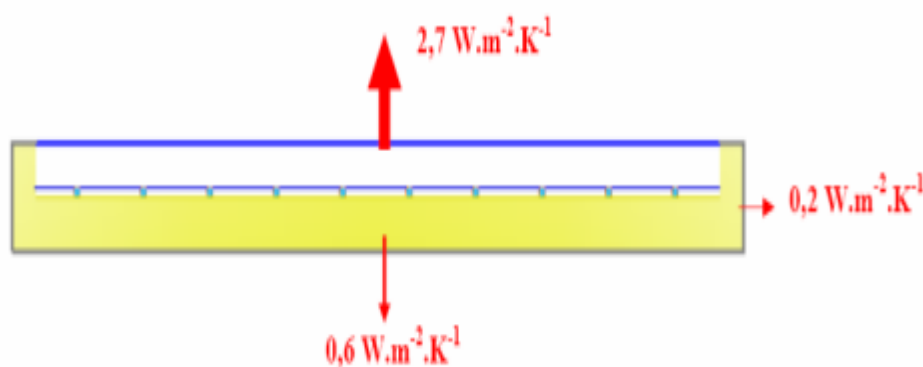


Figure I.21: Perte thermique du capteur plan [24].

# Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

Les pertes thermiques d'un capteur solaire sont :

- 1) Les pertes par conduction Face avant , Face arrière. Et à travers la surface latérale.
- 2) Les pertes par convection naturelle du fluide (air) entre l'absorbeur et la vitre.
- 3) Les pertes radiatives émises par l'absorbeur vers la couverture vitrée [23].

## 1) Les pertes par conduction

De la face arrière et à travers la surface latérale sont réduites par des isolants de faibles conductivités ( $\lambda$  de l'ordre de grandeur de  $25\text{mW/mK}$ ) qui résistent aux températures maximales dans un capteur.

Il faut considérer que sans extraction d'énergie du capteur, celui-ci va élever sa température jusqu'au moment où les pertes totales composent l'énergie solaire incidente.

Cette température est la température de stagnation.

C'est à cette température que doivent résister les composants internes du capteur [24].

## 2) Les pertes par convection

La circulation d'air chaud est indiquée sur l'image des températures ci-dessus

Le bas est l'absorbeur solaire et le haut est la vitre.

Le calcul est réalisé pour un capteur incliné à  $45^\circ$ .

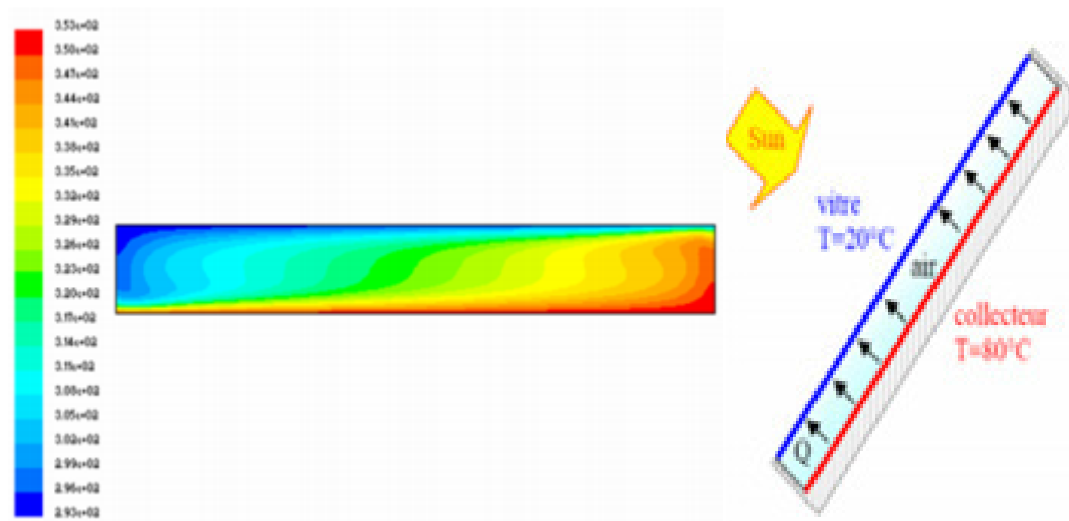


Figure I.22: Contour de la température statique FILUENT 6.1 et Face avant d'un capteur [24]

## Chapitre I Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires

Les pertes du capteur par convection sont en fonction de la taille de capteur plan:

### 3) Les pertes radiatives

La puissance des pertes radiatives entre l'absorbeur « chaud », l'émetteur et la vitre « froide » le récepteur est donné par l'équation suivante :

$$P = \sigma(T_{abs}^4 - T_{verre}^4)/(1/\varepsilon_{abs} + (1/\varepsilon_{verre}) - 1) \quad (I-33)$$

Les pertes radiatives émises par l'absorbeur vers la couverture vitrée sont en fonction de :

- Constante de Stéphane Boltzmann  $\sigma = 5.67. 10^{-8}$
- De l'émissivité de l'émetteur  $\varepsilon$  (ici l'absorbeur) dans la gamme des longueurs d'onde d'émission.
- De l'émissivité du récepteur (ici le verre de couverture) qui est de 90% dans la gamme des longueurs d'onde infrarouges longues [23].

### I.7 Conclusion

Nous avons présenté dans ce premier chapitre tous les paramètres influençant l'énergie solaire et leur influence sur la variation de l'énergie oothermique . Nous avons introduit les paramètres nécessaires régissant leur éclairement tels que la durée du jour, durée d'ensoleillement et l'orientation du capteur photothermique.

Ensuite on a présenté les différents types des échangeurs de chaleur et des capteurs solaires.

**Référence et bibliographie**

- [1] Benkhelifa.A.(1998) " *Optimisation d'un Capteur Solaire Plan*" Rev. Energ. Ren. Physique Energétique
- [2] peuser.F, remmers.K.H. (2005) " *installations solaires theramiques conception et mise en œuvre*"
- [3] gergaud.O.(2002) " *modélisation énergétique et optimisation économique d'un système de production éolien et photovoltaïque couplé au réseau et associé à un accumulateur*" école normale supérieure de Cachan, France.
- [4] quaschnig.V.(2010)" *renewable energy and climate*".
- [5] Bernard.R,menguy.G.(1979). " *Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications*" Technique et Documentation.
- [6] Duffi.A,Beckman.k.(1980) " *Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons*"
- [7] Feir.S,Guarracino.A(1981) " *Ingénierie des systèmes solaires*" Technique et Documentation, Paris).
- [8] Perrin de Brichambaut.CH. (1982). " *Le gisement solaire*", Technique et Documentation, Paris.
- [9] Saadi .S " *Effet des parametres operationnels sur les performances d'un capteurs solaire plan*" thse de doctorat
- [10] Bonal.J, Rossetti.P, (2007). " *Les énergies alternatives, Omniscience*".
- [11] Capderou.V , (1987) " *Atlas solaire de l'Algérie*"
- [12] Dariga.M (2010)" *Réalisation d'un système de conversion et gestion de l'énergie d'un système photovoltaïque pour l'alimentation des réseaux de capteurs sans fil autonomes pour l'application aéronautique* ". Thèse de doctorat, Université de Toulouse.
- [13] Bernard R., Menguy G., Schwartz M., (1980)" *Le Rayonnement Solaire, Conversion Thermique Et Applications*", Tech et Doc, 2ème Edition.
- [14] De Brichambaut.P (1984)" *Evaluation énergétique d'un gisement solaire* ", , Tech et Doc.
- [15] bontemps.A" *échangeurs de chaleurs*" Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [16] Tahrouf.f " *Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes*" Thèse de Doctorat
- [17] Menny.Y(2009) " *La conception d'un capteur photo-thermique alimenté par fibres optique* " Projet de fin d'étude, Département de physique, Université Tlemcen.
- [18] Saim. R( 2008/2009)" *Cours de Conversion photo thermique*" Chapitre 2, Université de Tlemcen,.
- [19]" *Caractéristiques techniques des capteurs solaires* ". Article

## **Chapitre I                      Le gisement solaire d'un convertisseurs solaires**

[20] **Bouriche. A(2009)** " *transfert radiatifs d'un capteur solaire a aérogel de silice* "Projet de fin d'étude, Département de physique, Université Tlemcen.

[21] **Guendouz.N(2010)** " *Séminaire conversion photothermique* ". Département de physique, Université Tlemcen.

### **webgraphie**

[22] Site web : [www.tpepanneauxsolaires.unblog.fr](http://www.tpepanneauxsolaires.unblog.fr)

[23] Site web: [www.raee.org](http://www.raee.org)

[24] Site web: [www.es-solar.com](http://www.es-solar.com).

[25] Site web: [www.outilssolaires.com](http://www.outilssolaires.com)

# **Chapitre II**

## **L'état De l'art**

## **II.1 Introduction**

L'énergie solaire a été utilisée depuis longtemps pour produire de la chaleur et, bien que l'expérience accumulée soit considérable, ce domaine a connu avec le développement technologique actuel, un renouvellement important sur le plan théorique et expérimental [1].

La technologie solaire offre un grand potentiel en matière de fourniture des besoins énergétiques de la planète. Cependant, l'utilisation de cette énergie reste dans le monde est encore limitée. Le facteur principal est lié à coût initial élevé de la construction du système. Les rayonnements solaires sont des rayonnements électromagnétiques émis par le soleil qui peut être capté et transformé en énergies utiles, telles que la chaleur et l'électricité, en utilisant une variété de technologies. Toutefois, la faisabilité technique et le fonctionnement économique de ces technologies à un endroit précis dépendent de la ressource solaire disponible [2.3].

L'énergie solaire peut être utilisée par les trois procédés technologiques suivants : chimiques, électriques et thermiques [4]

La compréhension et la maîtrise de la dynamique des écoulements turbulents dans les géométries complexes tels que les échangeurs de chaleur et les convertisseurs thermo-solaires sont d'un intérêt capital dans le domaine des applications aérodynamiques et thermiques. La complexité des phénomènes mis en jeu est très répandue dans notre vie pratique, à savoir diverses applications domestiques et technologiques telles que l'industrie agroalimentaire, pétrochimique, nucléaire et même dans les centrales thermiques et aéronautiques.

La composants les plus importants et les plus couteux d'un système solaire actif de l'énergie sont les échangeurs de chaleur et les capteurs solaires.

## **II.2 Quelques travaux sur les échangeurs de chaleur**

Les ailettes qui sont les éléments essentiels dans les échangeurs de chaleur parcourent du fluide côté calandre et par voie de conséquence ils assurent des taux élevés de transfert de chaleur.

### **II.2.1 Effet de la géométrie d'ailette**

L'addition des ailettes cause l'augmentation du prix des échangeurs, leur poids et la puissance de pompage du fluide requise dans le cas de la convection forcée. Pour cette

raison, il existe de nombreuses recherches dans la littérature sur l'optimisation des profils d'ailettes. Dans ce qui suit, nous présentons une analyse générale sur les configurations les plus populaires et les plus pratiques.

### **II.2.1.1 Ailettes continues**

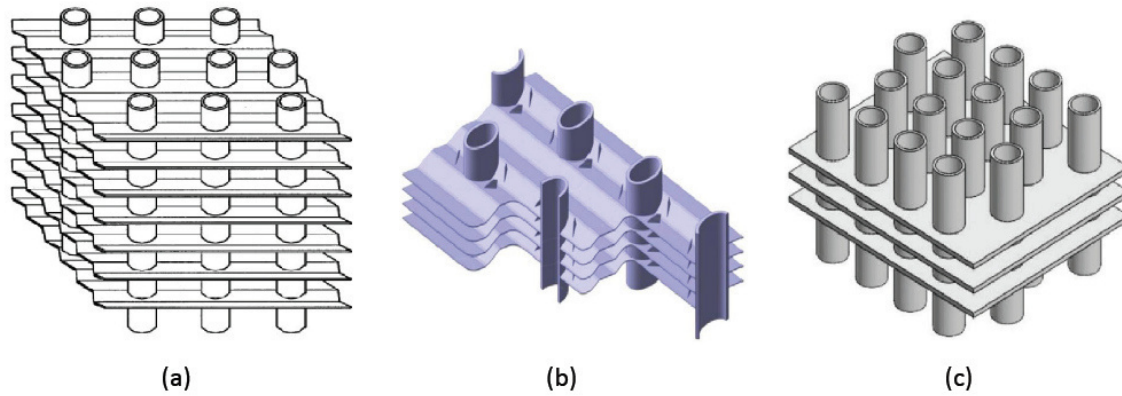
Selon la compréhension traditionnelle du mécanisme de perfectionnement de transfert de chaleur, l'idée conventionnelle adoptée dans les surfaces d'ailettes est de distordre la structure de l'écoulement et de diminuer la taille de la couche limite. Par conséquent, une grande variété d'ailettes planes ont été développées et mises en pratique. Cependant, la majorité des ailettes à rendement thermique élevé, telles que les ailettes ondulées, les ailettes perforées et les ailettes à générateurs des tourbillons sont suivies par des chutes de pression remarquables. En effet, une étude thermique d'un échangeur doit être nécessairement complétée par une autre étude dynamique.

Pour éviter les chutes de pression importantes ainsi qu'en raison de leur simple configuration, leur fabrication facile et leur bonne fiabilité, les échangeurs à ailettes plates sont couramment employés dans les applications technologiques.

Nous retrouvons dans la littérature plusieurs travaux concernent les ailettes continues. Une série de tests expérimentaux et de simulations numériques ont été effectués par **Chenet al. [5]**, **Wang et al. [6]** et **Xie et al. [7]** pour analyser l'effet des différents paramètres.

Plus récemment, afin d'améliorer la performance du transfert de chaleur d'un faisceau de tubes elliptiques et circulaires à ailettes planes et ondulées lisses (voir la figure ci-dessous), des simulations numériques en 3D ont été réalisées par **Lotfi et al. [8]** et **Huisseune et al. [9]**. Ces études montrent que l'insertion de nouveaux générateurs de tourbillons, à la surface d'ailette, augmente le taux de transfert thermique, notamment pour des orientations bien déterminées.





**Figure II.1 : Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes ondulées lisses, (b) ailettes ondulées interrompues, (c) ailettes planes [8.9].**

### II.2.2 Étude de l'effet des paramètres géométriques et d'écoulement

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur, on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et les moindres valeurs de pertes de charge possibles, autrement dit au meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion et de normalisation interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations.

L'étude complète d'un échangeur fait donc appel aux différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie ...etc.).

D'autre part, la technique d'addition des ailettes à l'échangeur de chaleur présente un procédé très commun pour augmenter le coefficient de transfert de chaleur sur le côté gaz, qui peut être 10 à 100 fois plus petit que celui du côté liquide [10].

Plusieurs études trouvées dans la littérature montrent que les profils d'écoulement et les caractéristiques relatives de transfert de chaleur sont strictement liés et régis par la disposition et la forme d'ailettes et des tubes. En outre, il existe aussi plusieurs facteurs importants (figure 1.8) qui influencent le transfert de chaleur et la chute de pression dans un faisceau des tubes à ailettes et l'interaction entre ces facteurs crée un problème très compliqué.

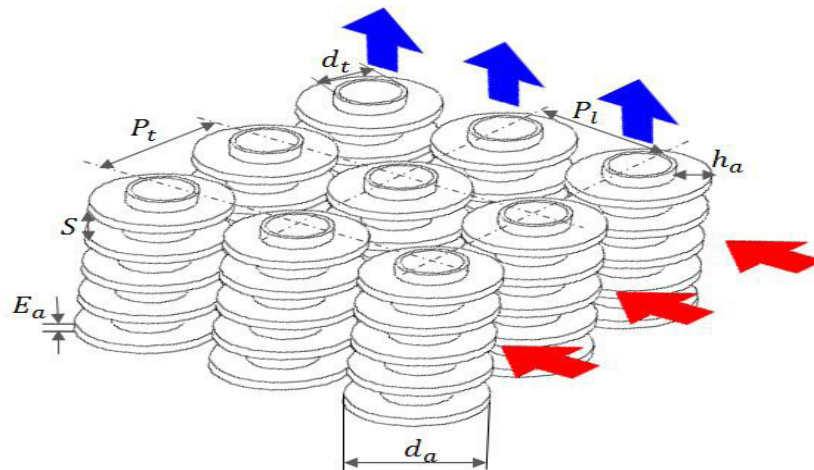


Figure II.2: Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires circulaires.

Historiquement, il existe plusieurs travaux (expérimentaux et numériques), dont le but est de voir l'influence de l'espace entre les ailettes sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Turaga, Lin et Fazio (1966), trouvent que le facteur de Colburn décroît avec le pas d'ailette et proposent des corrélations en présence et en l'absence de condensation [11]. En 1973, l'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur à partir des résultats expérimentaux sur huit échangeurs à quatre rangées de tubes. Il a conclu que le coefficient de transfert est indépendant du pas d'ailettes, en parallèle, il corrèle le facteur de Colburn au nombre de Reynolds étudié par Rich [12]. Par la suite, Mc Quiston (1978) a combiné ses propres résultats expérimentaux avec ceux trouvés par Rich. Il a montré que le coefficient de transfert thermique croît avec le pas d'ailette. Il a établi aussi les corrélations larges connues du transfert de chaleur et de la chute de pression avec des déviations. [13, 14].

### II.2.3 Effet du pas d'ailettes

Pour intensifier les échanges thermiques et la compacité d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire et efficace d'utiliser les surfaces à ailettes sur le côté-gaz pour compenser la valeur faible du coefficient de transfert convectif [15]. Cependant, il est évident que la surface à ailettes peut être augmentée en augmentant la hauteur d'ailette ou le nombre d'ailettes, par mètre [16]. Donc le choix d'un pas d'ailettes correct est très important dans la réalisation d'un échangeur bien compact. Pour cela, le concepteur devrait optimiser la hauteur, le pas ou le nombre d'ailettes sur une longueur fixe du tube.

Historiquement, il existe plusieurs travaux (expérimentaux et numériques), dont le but est de voir l'influence de l'espace entre les ailettes sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Pour différents pas d'ailettes, **Chen et Ren [17]**, ont utilisé la technique de sublimation du naphthalène afin de montrer l'effet du rapport  $S/d_t$  sur le transfert thermique et les pertes de charge d'un faisceau à deux rangées de tubes à ailettes planes.

Les résultats trouvés montrent que pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds  $Re \geq 7 \cdot 10^3$ , le pas d'ailettes n'influe pas sur le coefficient de transfert thermique. Tandis que pour des valeurs importantes de Reynolds, l'augmentation du pas d'ailettes augmente significativement le transfert thermique jusqu'à la valeur  $S/d_t = 0.33$  puis il reste constant. Les résultats montrent aussi que le facteur de frottement  $f$  augmente considérablement avec le pas d'ailettes quand  $S/d_t < 0.193$  et diminue avec l'augmentation du  $Re$ . Pour expliquer ces résultats, Chen et Ren ont utilisé la technique de visualisation "fumée d'huile noire" afin de voir l'effet du pas d'ailettes sur la structure de l'écoulement. Ils ont trouvé que le faible pas d'ailettes est le responsable de la réduction des vortex et que la taille de ces vortex augmente avec l'augmentation du pas d'ailettes jusqu'à une valeur critique  $(S/d_t) = 0.336$ , après elle n'a plus d'effet sur l'intensité des tourbillons.

**Kayansayan** a montré, en examinant dix configurations différentes d'échangeur à quatre rangées, que le coefficient de transfert thermique croît avec le pas d'ailettes **[18]**.

Un programme d'utilisation universel FIDAP, pour examiner l'effet du pas d'ailettes sur le comportement de fluide et leurs caractéristiques thermiques dans un échangeur de chaleur tube à ailettes planes. Ils montrent que la nature de l'écoulement change rapidement quand la distance entre les ailettes est augmentée. Les vortex sont produits en amont du tube, tandis que la région en aval est dominante par le sillage. Pour un faible pas d'ailette, le sillage est stable et l'écoulement est de type Hele Shaw. Quand le pas d'ailettes augmente, une zone de séparation de fluide se forme derrière le tube et le sillage devient instable. L'écoulement du fluide influe directement sur le transfert de chaleur et la distribution de nombre de Nusselt. Le transfert de chaleur dans le sillage est légèrement augmenté une fois que la région de recyclage s'ouvre au bord arrière et le fluide est réentrée. Les chercheurs montrent aussi qu'il y a un optimum en ce qui concerne le pas d'ailettes. S'il est très petit, la chute de pression est grande, s'il est très grand, il y a un faible taux de transfert de chaleur. **Méndez et al. [19]**

#### 1.2.4.Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur la performance du transfert de chaleur dans les tubes à ailettes est le développement de la couche limite où sa forme varie selon la vitesse d'écoulement,

la géométrie du corps solide ainsi que de la nature du fluide concédée. Le nombre adimensionnel de Reynolds résume l'effet de ces paramètres.

Pour analyser l'effet du pas d'ailettes et du nombre de Reynolds sur la structure des tourbillons, **Nacer-bey [20]** a utilisé la Vélocimétrie par image de Particules (PIV) en combinaison avec le simulateur numérique Fluent. Les résultats trouvés montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation des pics de vorticité des tourbillons principaux  $HV_i$ . Ainsi, cette augmentation influe très légèrement sur le nombre et les pointes de formation de ces tourbillons figure (II-3).

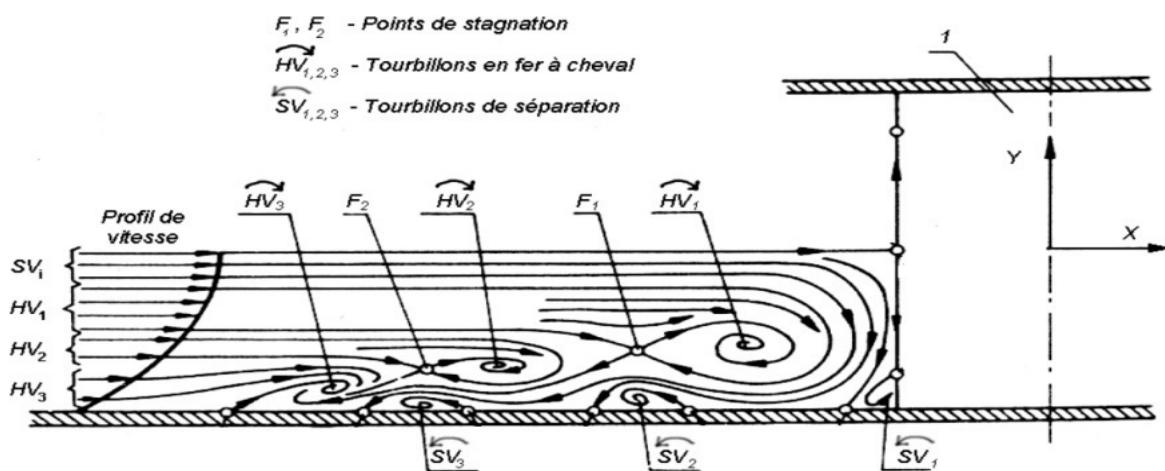


Figure II.3: Localisation des pointes singulières des structures tourbillonnaires en amont d'un tube [20]

### II.3 Quelques travaux sur les capteurs solaires

L'étude des paramètres qui influent sur les performances thermiques et dynamiques des capteurs solaires plans à air a fait l'objet de plusieurs recherches. Nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent ce côté avec des études énergétiques en générale effectuées sur les capteurs solaires plans.

Les capteurs solaires plans à air ont été intensivement étudiés par **Hottel et Woertz [22]**, **Bliss [23]**, **Nahar et Garg [24]**, **Francken [25]**. Les collecteurs à parois corruguées ont été étudiés par **Mathur et al. [26]** et **Patil [27]**, les capteurs à tubes avec différents arrangements ont fait l'objet des investigations de **Csiro [28]**, **Yellot et Sobotka [29]**

Les performances du capteur solaire plan dépendent de divers paramètres de conception tels que le nombre des couvertures, du type et de l'épaisseur du vitrage (**Whillier, [30]**), les réflexions induisant sur le vitrage (**Hsieh et Coldeway, [31]**), le chauffage induisant sur le vitrage intérieur (**Winegarner, [32]**), de la plaque collectrice (absorbeur) (**Nahar et Garg, [33]**), de l'espace entre l'absorbeur et le vitrage), (**Simon, [34]**), le type des matériaux d'isolation utilisés (**Hollands, [35]**; **Nahar et al. [36]**), et (**Whillier et Saluja, [37]**).

Il y a plusieurs autres paramètres opérationnels, tels que le débit massique de l'écoulement de fluide, le rayonnement solaire, la température d'admission, la température ambiante, la vitesse de vent, l'état du ciel, le dépôt de la poussière sur la couverture de vitrage (**Nahar et Gupta, [38]**) qui affectent également les performances du capteur solaire.

L'augmentation de la surface du capteur accroît le taux du rayonnement solaire intercepté et la surface de contact entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (augmentation de la surface d'échange), mais elle augmente le coefficient des pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur selon **Ho-Mig Yeh et Tong-Tshien Lin [39]**.

### **II.3.1 Amélioration du transfert thermique par les chicanes**

La possibilité d'augmenter le transfert thermique en utilisant des chicanes c'est l'objectif de notre travail. Au passage d'une chicane, l'écoulement se sépare. Lorsqu'on est en présence d'un écoulement séparé, la région de recollement est une région de maximum local du transfert thermique; par contre celle de la séparation est une région de minimum local. Les inconvénients majeurs de cette méthode sont l'augmentation de la perte de charge et l'établissement en aval des chicanes ou des obstacles de poches chaudes, causées par les faibles vitesses du tourbillon secondaire.

Parmi par les premiers travaux effectués sur l'écoulement et du transfert de chaleur dans les conduites avec des chicanes ou des obstacles placés de façon perpendiculaire, effectuée par **Damartini et al. Habib et al [40]**.

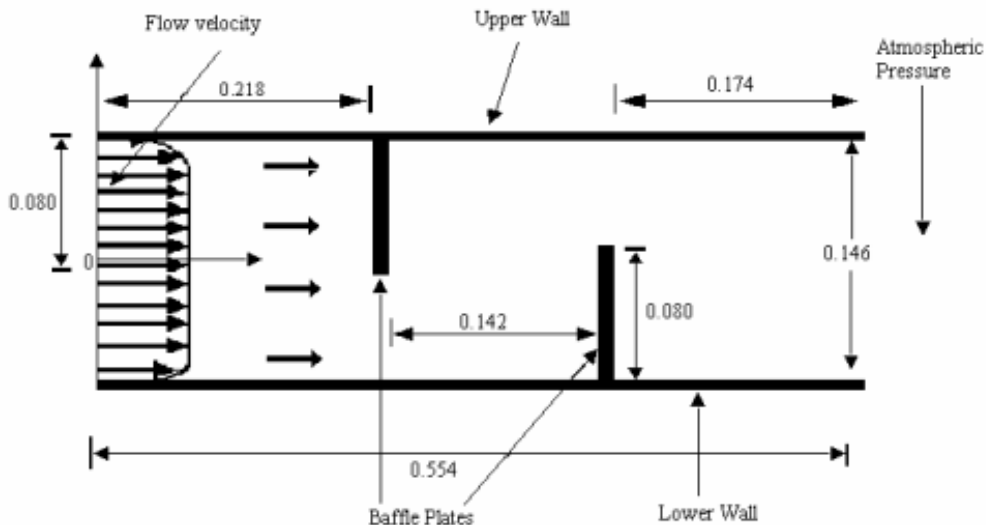


Figure II.4: Travaux de Damartini et al [37]

Les obstacles peuvent augmenter la surface d'échange, réduire les zones mortes et créer la turbulence. Selon Abene et al [42], youcef-Ali [43], Ucar et M. Inalli [44], Hikmet Esen [45], Bourhaleb [46], Ben Slama [47] ont montré que la forme, les dimensions, l'orientation et la disposition de ces obstacles influent considérablement sur l'efficacité du capteur.

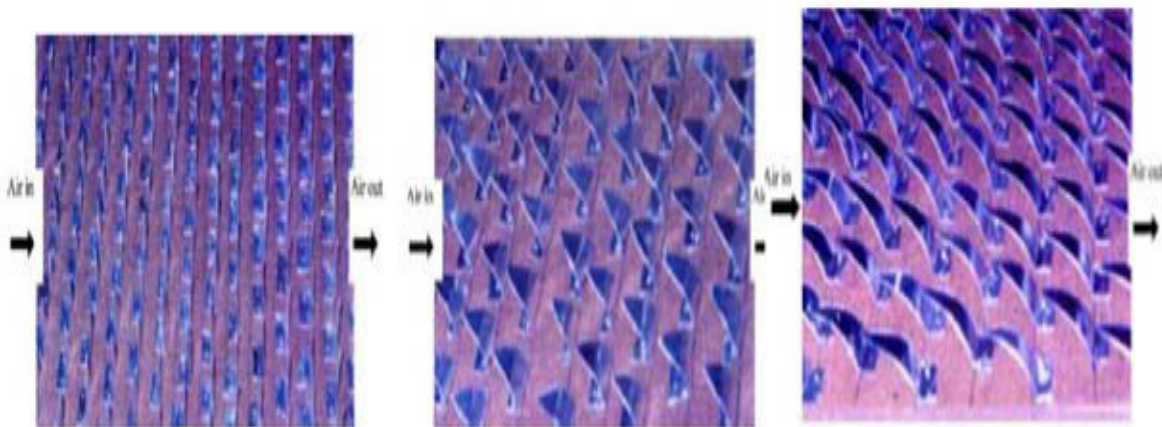


Figure 0II.5: Différentes formes d'ailettes ajoutées à l'absorbeur pour améliorer l'efficacité de l'absorbeur

Plusieurs chercheurs ont effectué des travaux sur les différents types des chicane , une étude numérique a été réalisée pour examiner le transfert de chaleur d'un écoulement laminaire périodique dans un canal rectangulaire muni de chicanes de forme V placées de façon symétrique sur les parois supérieures, et inférieures Figure (II-6), cette configuration de chicane formée avec les parois latérales un angle de  $45^\circ$  . Leurs études basées sur le rapport de blocage  $b/H$  ,et le rapport de passage de débit  $W/H$ , ce dernier fixé à 2. Ils ont conclu que l'intervalle de rapport de

blocaje BR entre 0,05 à 0,3 assuré une augmentation très visible de taux de transfert de chaleurs environ de 100 à 1100% par rapport au canal lisse. Toutefois, cette augmentation est associée à des pertes de pressions allant de 2 à 90 fois. **Promvonge et Kwankaomeng [48]**

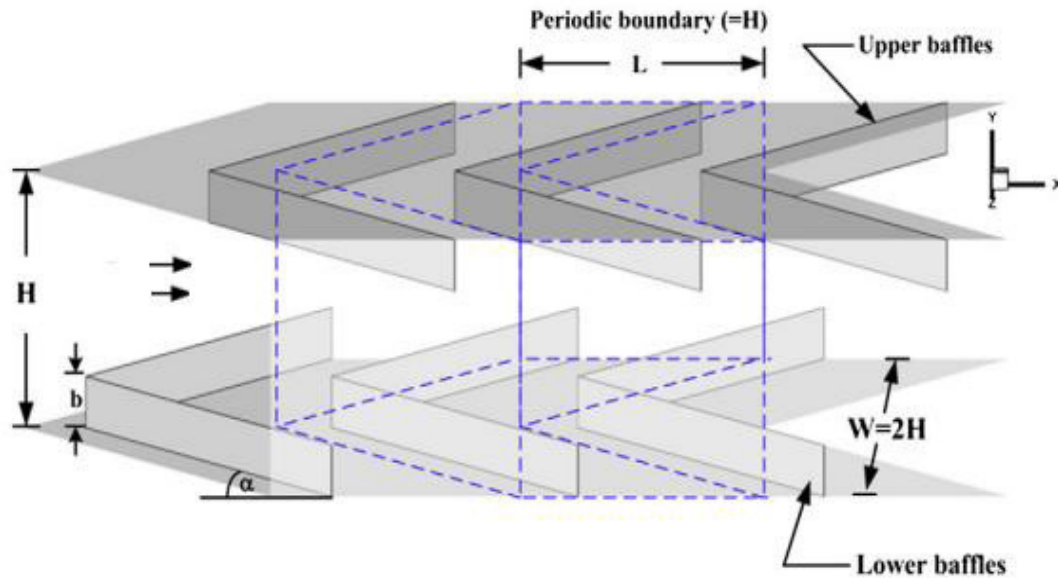


Figure II.6: Géométrie sous forme V [47]

### II.3.2. Angle d'attaque

Il y a plusieurs chercheurs qui ont effectué des travaux sur l'inclinaison des chicaneuses, ils trouvent des performances thermiques très élevées,

L'angle d'inclinaison des chicaneuses influence directement sur la perte de charge et le coefficient de transfert thermique.

La plupart des chercheurs testent l'angle d'inclinaison entre  $30^\circ$  et  $45^\circ$ , ils ont assurés un taux d'augmentation de transfert de chaleur d'environ 2.6 par rapport un angle de  $90^\circ$  étudié par **P.Promvonge et al [47]**. L'analyse d'écoulement démontre clairement la nature ondulée ou oscillatoire et périodique de circulation du fluide causée par la taille et l'emplacement des chicaneuses qui améliorent les performances.

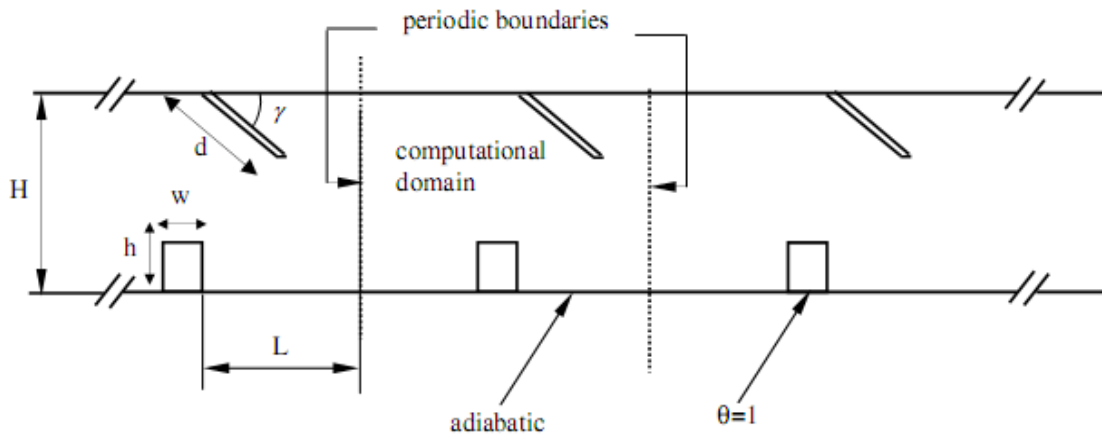


Figure II.7: Géométrie des chicanes [95] Kwankaomeng et al. [47]

Une étude sur des chicanes placées sur les parois du canal de section carrée, inclinée avec un angle d'attaque de  $30^\circ$ , le rapport entre la hauteur de chicane et la hauteur du canal  $b/h$  varie entre 0,1 à 0,3. L'écoulement laminaire dans ces conditions induit une augmentation de taux de transfert thermique très important d'environ 100-650% par rapport à la chicane placée perpendiculaire à la paroi (figure1.5), cette augmentation est associée à une perte de pression élargie allant de 1 à 17 fois supérieures au cas simple. Kwankaomeng et al. [48]

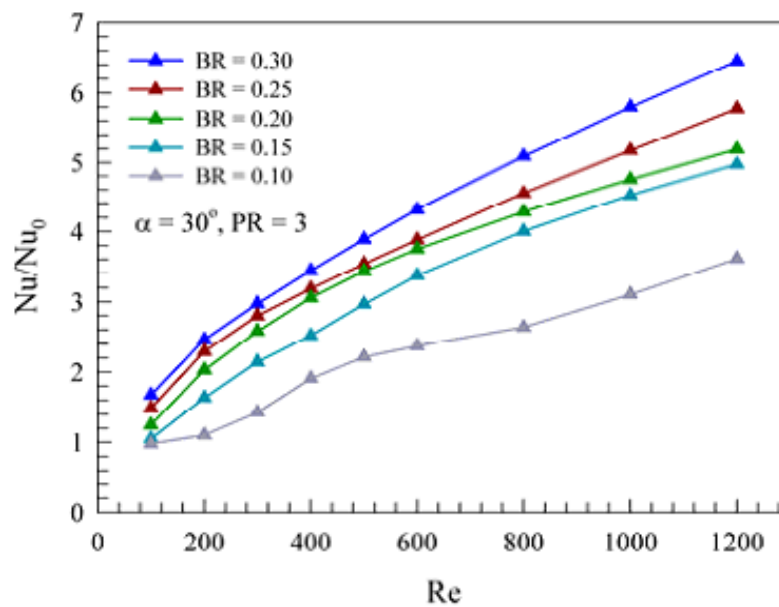


Figure II.8: Variation de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds avec différentes valeurs du rapport de blocage [48]



L'angle d'inclinaison des chicanes influent directement sur la perte de charge et le coefficient de transfert thermique.

La plupart des chercheurs testent l'angle d'inclinaison entre 30° et 45° **Promvongse et al [49]**. Ils ont conclu qu'une inclinaison de 45° assurés un taux d'augmentation de transfert de chaleur d'environ 2.6 par rapport un angle de 90°.

Les performances d'un capteur solaire sont également influencées par les conditions géographiques, l'orientation, l'angle d'inclinaison et la nature du matériau de fabrication du capteur. **Rabel [50]** et **Andersen [51]** ont analysé ces aspects et illustré l'effet de ces paramètres sur le rendement thermique du système. De même l'effet de l'accumulation de la poussière sur la couverture en verre de capteur solaire a été étudié expérimentalement avec des angles d'inclinaison différents par **Hegazy [52]** et **Soulayman [53]**. Les résultats ont indiqué que la réduction partielle de la transmittance en verre dépend des dépôts de poussières en conjonction avec l'angle d'inclinaison de la plaque, la période d'exposition et les conditions climatiques du site. Ainsi, pour des angles d'inclinaison de 0° à 90° ils ont montré que l'angle d'inclinaison 0° est le plus contaminé avec un mélange de particules de poussière grossières et fines et l'angle d'inclinaison 90° présente moins de quantité d'accumulation de poussière.

Comme autre géométrie proposée, l'angle d'attaque d'intervalle angulaire de 30° et 45° associé des pertes des pressions allant d'environ 1 à 90 fois par rapport au canal lisse. Plusieurs auteurs disent que l'augmentation du rapport entre la hauteur de chicane et l'espacement est associé à des performances thermiques élevées.

L'étude numérique de **Kwankaomeng et al. [54]**, assemblé entre l'angle d'attaque fixé en 300, et les rapports de blocage entre 0.1 à 0.3, la valeur maximale est de 0.3 assurée le nombre de Nusselt plus élevé.

### **II.3.3 Espacement**

L'espacement est la distance entre une chicane et autre, il joue un rôle très important dans l'amélioration du transfert thermique.

Dans l'aspect Hydrodynamique, le mouvement arrière de chicane ou entre-deux présente des zones de recirculation du fluide, la Figure 1.14 montre que les zones tourbillonnaires clairement observées sur celle rapport de blocage le plus grand.

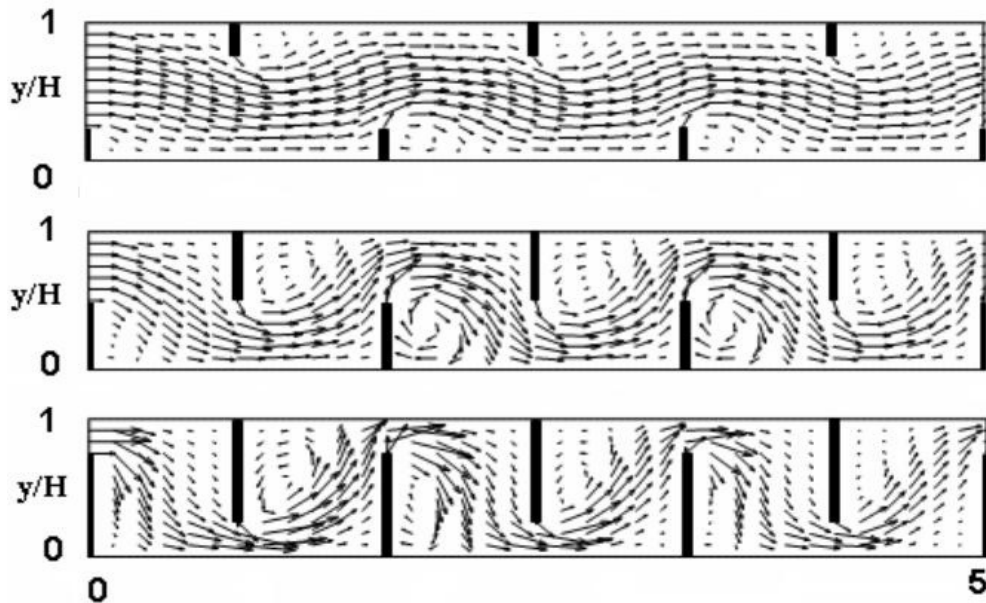


Figure II.9: Travaux des S.S. Moosavy et K. Hooman [55]

### II.3.4 Notions sur la convection et l'écoulement des fluides

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue plusieurs étapes.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcées. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est *naturelle* ou *libre*. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, tels une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé *convection forcée*.

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen de l'équation :

$$\varphi = h. S. \Delta T \quad (\text{II-1})$$

*L'écoulement laminaire* est un régime pour lequel le fluide s'écoule le long de la paroi sous forme de filets qui restent en parallèle. Ceci a lieu pour des faibles vitesses du fluide, et l'échange de température entre les filets ne peut se faire que par conduction (coefficient de conductivité du fluide  $\lambda$ ) car il n'y a aucun mélange de matière.

En revanche, *l'écoulement turbulent* est un régime pour lequel la vitesse moyenne du fluide est beaucoup plus importante. Il y a un véritable mélange des particules fluide.

Dans un écoulement turbulent, le mécanisme de conduction est modifié et favorisé par d'innombrables tourbillons qui transportent la masse de fluide à travers ses filets. Ces petits volumes de fluide en se mélangeant avec d'autres volumes jouent le rôle de porteuses d'énergie. Par conséquent, un accroissement de la turbulence amène une augmentation de la quantité de chaleur s'écoulant par convection.

La convection forcée se trouve dans de nombreuses applications. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour des chicanes. Ces études sont de natures aussi bien thermiques, expérimentales, que numériques **Dermartin et al (2004)[37]**, **Habib et al (1994)[56]** et **Berner et al. (1984)[58]** et **Webb et al. 1985[59]** , **Chang et Huang [60]**. Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds.

### II.3.5 effet de la rugosité

L'influence de la rugosité des différentes géométries sur le transfert de chaleur d'un écoulement turbulent dans des canaux est proposée par **D.N.RYU et al. [61]**, ils proposent plusieurs configurations (Figure1.1), le  $k-\omega$  est le modèle de turbulence utilisé, ils concluent que ce dernier fournit des détails sur la température et le transfert de chaleur, tels que la rugosité de transfert de chaleur  $G^+$ , et cette rugosité thermique varie linéairement avec le logarithme du nombre de Reynolds rugueux  $h^+$ .

La relation empirique entre la rugosité thermique et le nombre de Reynolds rugueux étudiée dans les travaux précédents est :

$$G^+ = 0.45(h)^{+0.28}(Pr)^{0.57} \quad (\text{II-2})$$

En conclusion le transfert thermique augmente en fonction de la rugosité de la géométrie.

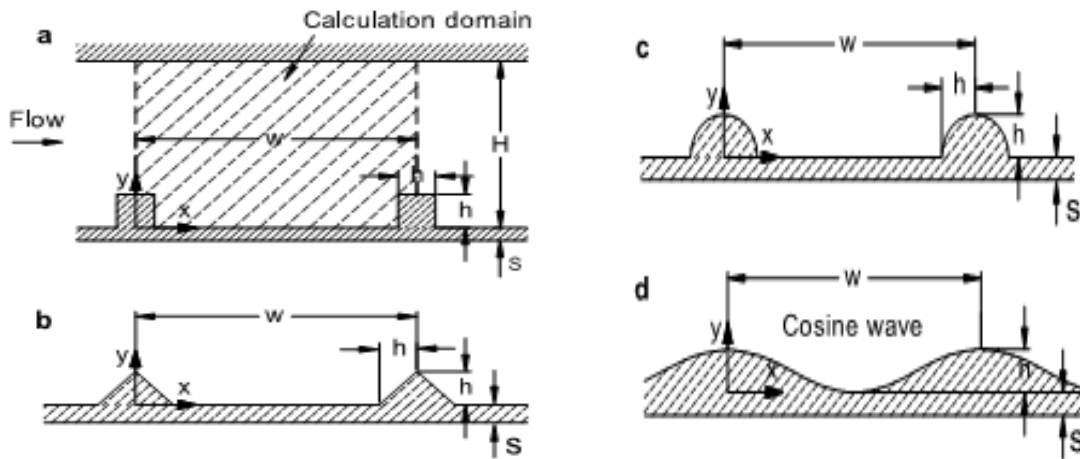


Figure II.10: Géométries proposées par D.N.RYU et al [61]

L'influence de rugosités au niveau de l'isolant étudié par **Aliane et Amraoui [62]** un travail intéressant portant sur des chicane pleines et poreuses dans un canal bidimensionnel pour un régime turbulent d'écoulement. Leurs résultats pour le cas poreux sont meilleurs par rapport au cas plein effectué par **Yang et Hwang [63]**

Les modèles empiriques reliant les pertes de charge aux caractéristiques géométriques des rugosités artificielles de formes diverses, dites chicanes et à différents modes de dispositions de celles-ci dans le conduit utile d'un canal rectangulaire (Figure 1.10). Un dispositif expérimental a été mis au point pour mesurer les pertes de charge occasionnées par les chicanes entre l'amont et l'aval du conduit utile.

Les résultats obtenus montrent que la chute de pression entre l'amont et l'aval du conduit est plus importante en présence de la disposition en quinconce, notamment avec les fortes incidences de la partie inclinée. L'optimisation des échanges convectifs par ajout de rugosités artificielles est en dépit de la puissance mécanique pour le pompage du fluide caloporteur, cette étude est établie par **Chouchane et al [64]**.

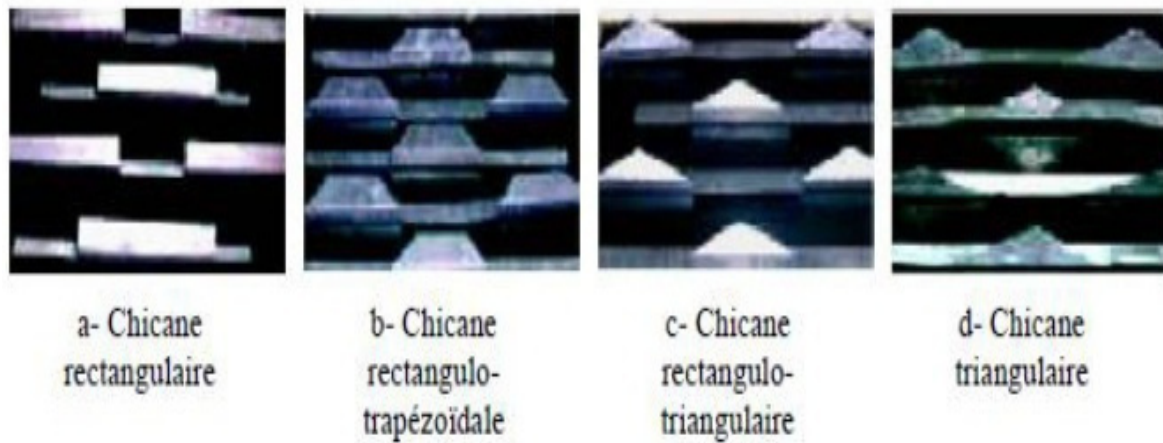


Figure II.11: Configuration des chicanes utilisées [64]

Ces diverses études représentent une base intéressante quant à la compréhension du phénomène thermique engendrée par la configuration dynamique de l'écoulement.

Dans la majorité des cas, les résultats sont présentés sous forme d'une comparaison avec un canal lisse ou sans éléments perturbateurs. Deux grandeurs sont souvent étudiées et mesurées : le transfert thermique. Par la mesure du coefficient de transfert thermique, du nombre de Nusselt ou du nombre de Stanton; ainsi que la perte de charge, par l'intermédiaire de la distribution de pression pariétale ou du coefficient de frottement [65].

Parmi les premiers travaux effectués sur l'écoulement et du transfert de chaleur dans les conduites avec des chicanes ou des obstacles placés de façon perpendiculaire, l'étude de By .**Hunt et al.** [66] , a été effectuée pour comprendre la nature d'écoulement autour d'obstacle, ils ont présenté dans leurs visualisations les zones de séparations, cisaillements et recirculations de l'air par des lignes profilées

**Putra , Ahn ,Kang** [67] ont effectué une étude numérique en trois dimensions sur les caractéristiques du transfert thermique turbulent dans le canal rectangulaire avec différents types de chicanes. Les chicanes inclinées ont une largeur de 19,8 cm, l'orifice de type losange a un côté d'une longueur de 2,55 cm et un angle d'inclinaison de  $5^\circ$ . Le nombre de Reynolds varie entre 23 000 et 57 000. La validité des résultats numériques est confirmée par des mesures expérimentales. Les résultats numériques montrent que les modèles d'écoulement entourant les différents types de chicanes sont complètement différents et que cela a des répercussions importantes sur les caractéristiques de transfert thermique local. Les caractéristiques du transfert thermique et du facteur de friction sont considérablement influencées par la densité de perforation de la chicane.

Cette étude démontre que la chicane de type II (à 3 orifices) peut accentuer les vitesses de transfert thermique les plus élevées et offrir certains avantages du point de vue du rendement global.

Analyse numérique de l'écoulement laminaire avec transfert de chaleur entre les plaques parallèles avec des chicanes a été réalisé par **Kellar et Patankar [68]**. Les résultats montrent que l'écoulement est caractérisé par fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, Nombre de Nusselt montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille des chicanes et avec la diminution de l'espacement entre chicanes.

**Berner et al [69]** ont montré cela pour un canal avec des chicanes, avec un écoulement laminaire à nombre de Reynolds inférieur à 600.

**Webb et Ramadhyani [70]** ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al.

Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudié numériquement par **Lopez et al [71]**. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0,5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds  $Re$ .

**Guo et Anand [72]** ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée.

Récemment, **Bazdidi-Tehran et Naderi-Abadi [73]** ont présenté une analyse numérique de comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicane » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

**Hwang et al [74]** ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent dans une conduite contenant un obstacle, en utilisant le modèle  $k - \varepsilon$ . Les résultats numériques prouvent que la prolongation de la région de recyclage en amont de l'obstacle ne dépend pas de sa longueur dans le sens de l'écoulement. La zone de recycle est fortement influencée par la longueur de l'obstacle, cette zone diminue quand la longueur de l'obstacle est augmentée.

Des canaux semblables avec des tiges de perturbations « au lieu des ailettes » ont été numériquement étudiés par **Yuan et Tao [75]** pour une série de nombres de Reynolds de 50 à 700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4 fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions, mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.

**Tsay et al [76]** ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement est étudiée en détail pour une gamme de nombres de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane d'un écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt en moyenne de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont la fonction de la position de la chicane.

Les travaux de **Founti et Whitelaw [77]** qui ont employé la technique LDA (Laser Doppler anemometry) pour déduire le champ de vitesse dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre avec chicanes transversales. Les distributions semblables de la vitesse moyenne et de l'intensité turbulente de l'écoulement ont été trouvées après que deux ensembles de chicanes de l'entrée de canal.

**Li et Kottke [78,79]** ont mené une série de travaux expérimentaux sur des échangeurs de chaleur à faisceau de tubes et calandre pour analyser le coefficient de transfert (HTC) et le coefficient de la perte de pression du côté calandre. Les paramètres de l'étude expérimentale étaient le nombre de Reynolds et la distance entre chicanes. Les résultats ont montré que, pour une valeur constante du nombre de Reynolds, le coefficient d'échange thermique et le coefficient de frottement augmentent avec l'augmentation de la distance entre chicanes.

Une étude expérimentale d'une conduite avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal **Yuan et al [80]** un autre cas avec des ailettes en

dérivé **Yuan et al [81]**. Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison celui obtenu pour conduit lisse.

Un critère général pour déterminer l'espacement optimum de chicane pour tous les types d'échangeurs de chaleur à faisceau et calandre a été établi par **Saffar-Awal et Damangir [82]**.

En particulier, les chicanes et les ailettes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur. En conséquence, ils ont été le sujet de considérables études expérimentales et numériques. Plusieurs travaux qui ont été entrepris dans des conduites munies des chicanes. Commenant par l'étude expérimentale de **Wilfried Roetzeli [83]**, pour traiter le rôle des chicanes sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur tubulaire, ainsi que l'influence de la distance entre les chicanes elles-mêmes et entre les chicanes et la calandre sur les performances thermiques.

Une autre étude expérimentale du transfert de chaleur et les frottements dans un canal rectangulaire, asymétrique, contient des chicanes perforées a été analysé par **Rajendra Karwa et al [84]**, ils ont trouvé une amélioration de 73.7-82.7% du nombre de Nusselt sur un conduit muni des chicanes solides. L'utilisation d'une chicane de forme hélicoïdale a été approuvée par **Gupta [85]**.

Dans un minéral à membrane, une augmentation de plus de 50% en flux est accordée comparée à celui sans chicane à la même puissance hydraulique dissipée. Les caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec une seule chicane hélicoïdale ont été étudiées tant expérimentalement que numériquement dans le travail de **Yong-Gang Lei et al [86]**, ils ont assuré une comparaison de la performance de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales. **Kang-Hoon Ko et al [87]**, ont mené une étude expérimentale pour mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses. Ils ont conclu que l'utilisation des chicanes poreuses abouties a mis en valeur le transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane. Une étude expérimentale est menée par **MOLKI et al. [88]** afin d'évaluer le transfert de chaleur et la chute de pression dans une conduite rectangulaire avec des chicanes chevauchées. Ils ont constaté que les chicanes augmentent la chute de pression beaucoup plus rapidement et augmentent le aussi le coefficient de transfert de chaleur.



Le transfert de chaleur et les frictions dans un canal rectangulaire asymétrique chauffée avec des ailettes moitié et entièrement perforées à différentes hauteurs été l'objet du travail élaboré par **Rajendra Karwa et al [89]**. Cette étude approuve une amélioration de 79 à 169% du nombre de Nusselt sur la conduite pour les chicanes entièrement perforées et 133-274% pour les chicanes moitié perforées tandis que le coefficient de frottement pour les chicanes entièrement perforé est de 2,98 c'est-à-dire 4,42 à 17,5 fois pour les chicanes moitié perforée.

**Ong et Lau [90,91]** et autres ont conduit une investigation numérique pour étudier les caractéristiques de perte de frottement et de transfert thermique de l'écoulement laminaire entièrement développé dans un canal à paroi planes avec ailettes internes et longitudinales avec des profils rectangulaires. Les ailettes ont été fixées au mur de dessus de canal, la surface externe a été chauffée uniformément. Les fondations ont été isolées. Ils ont déterminé les effets de changer la hauteur, l'épaisseur, le pas des ailettes, et le rapport de conductivité thermique paroi-fluide, sur la chute de pression globale dans le canal, le transfert thermique à partir du mur de canal exposé a surfaces d'ailettes, et les distributions locales de la température et de vitesse.

**Abene et al [92]** ont étudié un capteur solaire avec utilisation des différents obstacles et application pour le séchage du raisin. Ils ont trouvé que l'introduction des obstacles dans le canal d'air est un facteur très important pour l'amélioration des performances du capteur. Ils ont montré aussi que les dimensions, la forme et l'orientation de ces obstacles influent considérablement sur l'efficacité du capteur solaire.

D'autres auteurs ont étudié l'effet de la taille de chicanes et de l'orientation sur le renforcement de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tube, prenant l'exemple le travail de **Nasiruddin et al [93]**, qui ont examiné trois orientations différentes de chicanes, le premier cas est une chicane verticale, le deuxième incliné vers le côté en aval, et le troisième incliné vers le côté en amont ,aussi **Prashanta [94]** ont mené une étude expérimentale des pertes par frottement et le comportement de transfert de chaleur de l'écoulement turbulent dans un canal rectangulaire avec chauffage iso flux de la surface supérieure, ils ont utilisé dans son travail deux chicanes inclinées solides et perforées avec des tailles , des positions et orientations différentes.

Le rapport entre la hauteur de chicane et l'espace, plusieurs auteurs disent que l'augmentation de ce rapport associe des performances thermiques élevées.

**Kwankaomeng et al. [95]** ont fait une étude numérique avec un angle d'attaque fixé en  $30^\circ$ , et des rapports de blocage entre 0.1 à 0.3. Ils ont assuré un nombre de Nusselt plus élevé.

**Chang et Huang [96]** ont étudié la convection forcée entre deux plaques planes munies d'ailettes transversales (chicanes transversales) qui ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative à des rangées de chicanes est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec de grandes tailles.

**Chang et Hang [97]** ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel une ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés.

**Ahmet Tandiroglu [98]** a étudié l'effet des paramètres géométriques sur la convection forcée transitoire à convection forcée turbulente dans un tube circulaire muni des chicanes. Il a utilisé neuf chicanes en total pour tester l'effet de leurs orientations et leurs espacements sur l'amélioration du transfert thermique.

**Patankar et al [99]** ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans un conduit. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé.

**Turgut et Onur , [100]** ont étudié expérimentalement et numériquement la détermination des coefficients thermiques moyens pour une convection forcée au-dessus de la surface d'un capteur solaire. Les simulations numériques ont été obtenues par le code Fluent ,et l'étude expérimentale a été effectuée par l'utilisation du transfert de chaleur. Les coefficients de transfert de masse ont été convertis en coefficients de transfert thermique par une analogie entre ces deux processus. Les résultats expérimentaux sont comparés avec les résultats numériques. Ils ont observé que les deux résultats sont harmonieux entre eux, dans cette étude, des nouvelles corrélations ont été présentées pour le nombre de Nusselt avec une erreur de 12 %.

**Davalath et Bayazitoglu [101]** ont prévu numériquement le comportement de la convection forcée entre des plaques plates parallèles en présence des blocs multiples bidimensionnels. Leurs résultats indiquent que les distributions de flux de la chaleur sur les surfaces arrière des blocs sont beaucoup plus petites que ceux sur les surfaces avant et supérieures.

Deux autres investigations ont été adoptées pour étudier le transfert de chaleur par convection pour un écoulement entièrement développé traversent des rangées d'ailettes longitudinales minces (c'est-à-dire, canaux avec les ailettes longitudinales internes).

**Turgut et Onur [102]** ont présenté une étude expérimentale et numérique tridimensionnelle qui a été faite dans le but de déterminer les coefficients thermiques moyens pour une convection forcée au-dessus de la surface d'un capteur solaire rectangulaire pour une gamme du nombre de Reynolds qui varie entre 18469 et 96450. Les simulations numériques ont été obtenues par le code (Fluent ). L'étude expérimentale a été effectuée par l'utilisation des transferts de chaleur et de masse. Les coefficients de transfert de masse ont été convertis en coefficients de transfert thermique par une analogie entre ces deux processus. La comparaison entre les deux types de résultats est acceptable. Dans cette étude, des nouvelles corrélations ont été présentées pour le nombre de Nusselt avec une erreur de 12 %.

#### II.4 Résumé de la recherche bibliographique

À travers cette étude bibliographique consacrée aux capteurs solaires plans à air, on a pu constater que leurs performances dépendent essentiellement des paramètres thermophysiques, qui repose sur plusieurs techniques. Parmi elles on cite, le choix judicieux des formes adéquates ainsi que les paramètres de conception (géométriques, thermophysiques et optiques).

L'écoulement d'air semble sensible aux modifications géométriques à l'intérieur de la veine d'air mobile du capteur, telles que l'utilisation des obstacles dans ces diverses formes et types ainsi que leur disposition. Il s'agit maintenant d'approfondir l'analyse numérique et théorique permettant d'aborder la question du comportement thermique et dynamique de l'écoulement d'air sur de nouvelles bases, en utilisant l'effet des chicanes. Il s'agit d'étudier l'influence de ces modifications sur les paramètres physiques et thermiques relatifs à l'écoulement au niveau de la veine d'air dynamique.

La turbulence est une science interdisciplinaire à large domaine d'application, elle explique les variations des courants marins et des vents atmosphériques. Elle est aussi étudiée en aéronautique (jets des réacteurs, chambres de combustion, sillages des aubes et compresseurs, etc.), dans l'industrie chimique (efficacité considérable du processus de mélange turbulent), ainsi qu'en acoustique, en géophysique, etc.

La convection forcée se trouve dans de nombreuses applications. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour des chicanes. Ces études sont de natures aussi bien thermiques, expérimentales, que numériques (Dermartin et al (2004).( Roetzel et lee(1933)). (Habib et al (1994)) et (Berner et al. (1984)) que (1991)) et (Webb et al).(1985)). Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmente avec le nombre de Reynode nombreuses recherches ont été étudiées pour améliorer les performances des chicanes.

## Références bibliographiques

- [1] **Benkhelifa A.** " *Optimisation d'un Capteur Solaire Plan*" 1998 Rev. Energ. Ren. Physique Energétique
- [2] **peuser, F.A. remmers, K.H**" *installations solaires thermiques conception et mise en œuvre*". (2005)
- [3].**gergaud O.** " *Modélisation énergétique et optimisation économique d'un système de production éolien et photovoltaïque couplé au réseau et associé à un accumulateur* " (2002) école normale supérieure de Cachan, France.
- [4] **quaschnig V.**"*renewable energy and climate* (2010).
- [5] **Chen Z. Q and. Ren, J. X** "Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 11, pp. 356-360, 1988.
- [6] **Wang C.-C.,. Chang Y.-J., Hsieh Y.-C, and Lin Y.-T.,** "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [7] **Sparrow E. M. Samie F.,** "Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes 1985," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259,
- [8]. **Xie G., Wang Q, and. Sunden B.** "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*,
- [9] **Lotfi B. M. Zeng, B. Sund, and Q. Wang,** "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortexgenerators," *Energy*, vol. 73, pp. 233-257, 2014.
- [10] **Huisseune, H. C. T'Joen, P. De Jaeger, B. Ameel, S. De Schamphelre, and M. De Paepe,** "Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 56, pp. 475-487, 2013.
- [11] **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.
- [12] **S. L. M. Turaga et P. P. Fazio,** "Performance of direct expansion plate finned tube coil for aircooling and déhumidification," *Int J Refrig*, vol. 11, pp. 78-86, 1966.
- [13] **D. G. Rich, (1973)** "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multirow,smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transfer*, vol. 79, pp. 135-145,
- [14] **F. C. Mc Quiston,** "Correlation of heat mass and momentum transport coefficients for platefin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes, 1978." *ASHRAE Transfer*,

- [15] **F. C. Mc Quiston**, "Heat mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces," *ASHRAE Transfer*, vol. 84, pp. 266-293, 1978.
- [16] **J.M. Jason**, "Condensation des effluents gazeux dans les échangeurs de chaleur en présence d'incondensable," Thèse de Doctorat, Département de l'Energétique Industrielle de l'école des Mines de Douai, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, France, 2003.
- [17] **Mon M. S.**, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctoral Thesis, Technische Universitat Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.
- [18] **Chen Z. Q and. Ren J. X.**, "Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 11, pp. 356-360, 1988.
- [19] **Kayansayan N.**, "Heat transfer characterization of plat fin-tube heat exchanger," *Rev Int Froid*,
- [20] **Ricardo Romero M. S. Méndez, Yang K. T., and. Mc Clain R.**, "Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 39-51, 2000.
- [21] **Nacer-Bey M., Russeil S, and Boudoin B.**, "Experimental study of the effect of flow velocity and fin spacing on the horseshoe vortex structure upstream of a one unit single-row-platefinned tube," presented at Proceeding of Eurotherm 71 on Visualization, Imaging and Data Analysis in Convective Heat and Mass Transfer, Reims, France, 2002.
- [22] **Hottel, H.C. and Woertz, B.B. (1942)** "*Performance of flat plate solar heat collectors*", Trans ASME, Vol. 64, pp. 91-104.
- [23] **Bliss, R.W. (1959)**, "*The derivations of several 'plate efficiency factors' useful in the design of flat plate solar heat collectors*", Solar Energy, Vol. 3, pp. 55-64.
- [24] **Nahar, N.M. and Garg, H.P. (1980)** "*Free convection and shading due to gap spacing between absorber plate and cover glazing in solar energy flat plate collectors*", Applied Energy, Vol. 7, pp. 129-45.
- [25] **Francken, J.C. (1984)**, "*On the effectiveness of a flat plate collector*", Solar Energy,.
- [26] **Mathur, K.N., Khanna, M.L., Davey, T.N. and Suri, S.P. (1959)** "*Domestic solar water heater*", J. Sci. Ind. Res., Vol. 18A, pp. 51-8.
- [27] **Patil, D.G. (1975)**, "*Field performance and operation of a flat-glass solar heat collector*", Solar Energy,
- [28] **CSIRO (1964)** "*CSIRO solar water heaters*", Division of Mechanical Engineering, Circular No.
- [29] **Yellot, J.I. and Sobotka, R. (1964)** "*An investigation of a solar water heater performance*", Trans ASHRAE,
- [30] **Whillier, A. (1963)** "*Plastic cover for solar collectors*", Solar Energy, Vol. 7, pp. 148-51.

- [31] Hsieh C.K. and Coldeway R.W. (1974) "*Study of thermal radiative properties of antireflection glass for flat plate solar collector cover*", Solar Energy, Vol. 16, pp. 63-72.
- [32] Winegarner, R.M. (1976) "*Heat-mirror a practical alternative to the selective absorber*", Proceedings of the Conference of the American Section of ISES and SES of Canada
- [33] Nahar, N.M. and Garg, H.P. (1981) "*Selective coatings on flat plate solar collectors*", Renewable Energy Rev
- [34] Simon, B.F. (1975) "*Solar collector performance evaluation with NASA-Lewis solar simulator – results for an evacuated tubular selectively coated collector with a diffuse reflector*", NASA TMX 71695.
- [35] Hollands, K.G.T. (1965) "*Honeycomb devices in flat plate solar collectors*", Solar Energy,
- [36] Nahar, N.M., Marshall, R.H. and Brinkworth, B.J. (1995), "*Investigations of flat plate collectors using transparent insulation materials*", Int. J Solar Energy, Vol. 17, pp. 117-34.
- [37] Whillier. A and Saluja, G. (1965) "*The thermal performance of a solar water heater*", Solar Energy,
- [38] Nahar, N.M. and Gupta, J.P. (1990) "*Effect of dust on transmittance of glazing materials for solar collectors under arid zone conditions of India*", Solar and Wind Technology, Vol. 7, pp. 237-43
- [39] Ho-Ming Yeh and Tong-Tshien Lin. (1995) "The effect of collectors aspect ratio on the collectors efficiency of flat-plate solar air". Energy, , pp. 1041-1047
- [40] Habib M.A., Mobarak A.M,(1994). "Experimental investigation of heat transfer and flowover baffles of different heights". ASME J. Heat Transfer 116 (2),363–368.
- [41] Dermatni, L.C, Vielmo H. A, and Moller S. V., (2004 )"*Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates*", J. of the Braz. Soc. London .Ser . A186 ,
- [42] Abene A,Dubois V M, Le Ray M, Ouagued A. (2004)"Study of a solarair flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape". Journal of Food Engineering, .
- [43] Youcef . S.-Ali, (2005), "Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing", Renewable Energy, 30 , pp. 271–280.
- [44] Ucar A, Inall M. (2006) "Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation techniques". International Communications in Heat and Mass Transfer, 33,pp.
- [45] Hikmet Esen. (2008) "*Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates*". Building and Environment,
- [46] BOURHALEB Houssine. (1987) "*Etude et expérimentation d'une chaîne énergétique solaire avec capteur à air, stockage thermique souterrainet récupération par pompe à chaleur*", Thèse de doctorat 3ème cycles en Energétique, Université HAINAVT Cambresis.
- [47] BEN SLAMA R, (2007)" The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer ", Solar Energy 81, p (139–149),.

- [48] **Pongjet Promvonge, Sutapat Kwankaomeng**, (2010) "*Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles*". International Communications in Heat and Mass Transfer .
- [49] **Kwankaomeng S, Jedsadaratanachai , W.and Promvonge P**,( 2010) "Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 30° Inclined Baffles" PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies.The Empress Hotel, Chiang Mai, Thailand. .
- [50] **Pongjet Promvonge, Somchai Sripattanapipat, Sutapat Kwankaomeng** , (2010) "*Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 450 Inline baffles on two opposite walls*", International Journal of Thermal Sciences 49 (2010)
- [51] **Rabel A**,(1985) "*Active solar collectors and their applications*". Oxford university press.
- [52] **Andersen EE**,(1985) "Fundamentals of solar energy conversion". MA: Addison-Wesley Publishing Company.
- [53] **Hegazy A**,( 2001)" *Effect of dust accumulation on solar transmittance through glass covers of plate-type collectors.*" Renewable Energy; 22(4):525–40.193
- [54] **Soulayman SSH 1991**. "*On the optimum tilt of solar absorber plates*". Renewable Energy"
- [55] **Kwankaomeng S, Jedsadaratanachai, W and Promvonge.P**, (2010)"*Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 30° Inclined Baffles*", PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD 2010).The Empress Hotel, Chiang Mai, Thailand.
- [56] **Moosavy S.S , Hooman K** "*Forced convection in entrance region of a channel with staggered baffles*" ,Nuclear Research Center for Agriculture and Medicine, Karaj, Iran, bMechanical Engineering Department, Bushehr Faculty of Engineering, Persian Gulf University, Bushehr,
- [57] **Habib, M.A., Mobarak, A.M.**,(1994). "Experimental investigation of heat transfer and flowover baffles of different heights". ASME J. Heat Transfer 116 (2),363–368
- [58] **Berner C, Durst F, McEligot DM**. (1984) "*Streamwise-periodic flow around baffles*", in: proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Application of laser Anemometry to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal».
- [59] **Webb et Ramadhyani S**,(1985) "*Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs*", Int.J. Heat Mass transfer, Vol 28, pp.1679-1687
- [60] **Chang chin-Hsiang** andet Huang *tranverse fin* Wen-Hsiung,(1991) "*Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with arrays*", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 34, Issue11, pp.2739-2749.



- [61] Ryu D.N, Choi D.H and Patel V.C. " *Analysis of turbulent flow in channels roughened by two-dimensional ribs and three-dimensional blocks*. Heat transfer, International Journal of Heat and Fluid Flow 1112–1124.
- [62] Aliane K , Amraoui M.A. (2003) " *Etude numérique d'un capteur solaire plan à air ayant une rugosité rectangulaire*" Revue des Energies Renouvelables Vol. 16 N°129 – 141
- [63] Yang, YT Hwang CZ. (2003) " *Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-based channel* " , Int J. Heat Mass Transfer, Vol 46, pp.771-80.
- [64] Chouchane N. " *Etude globale et locale de l'influence de la géométrie sur les pertes de charge occasionnées par des obstacles métalliques de formes diverses dans un conduit rectangulaire, cas d'un fluide incompressible*". Thèse de doctorat. Université de Biskra, Algérie, 2012.
- [65] SAHEL Djamel" *Etude numérique du comportement thermique de l'écoulement d'air dans un tube muni de chicanes de géométrie variable*" Ecole doctoral : Energétique et Environnement
- [66] HUNT J .C. R.. (1978) " *Kinematical studies of the flows around free or surface-mounted obstacles; Applying topology to flow visualization*". J. Fluid Mech., vol. 86, part 1, pp. 179-200
- [67] Putra A.B.K Ahn S.W, Kang H.K (2009)\_ " *A numerical study on heat transfer and friction in rectangular channel with inclined perforated baffles*"\_ The Canadian Journal of Chemical.
- [68] Kellar K. M, Patankar S. V, (1987) " *Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins*", Journal of heat transfer. 109 25-30
- [69] Berner C, Durst F, McEligot DM. (1984) " *Streamwise-periodic flow around baffles*", in: proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Application of laser Anemometry to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal».
- [70] Webb et Ramadhyani S,(1985) " *Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs*", Int.J. Heat Mass transfer, Vol 28, pp.1679-1687.
- [71] Lopez et al lopez J.R., Anand N.K., Flecher L.S, (1996) " *heat transfer in a three-dimensional channel with baffles*", Numerical heat transfer, Vol 30,pp.189-205.
- [72] Guo Z et Anand N.K, (1997) " *Three Dimensional heat transfer in a channel with a Baffle in Entrance Region* " Numerical Heat Transfer, Part A, Vol.31, pp.21-30.
- [73] Bazdidi-Tehrani F et Naderi-Abadi M, " *Numerical Analysis of laminar Heat Transfer Communications in Heat Mass.*" Transfer, Vol 31, No.2, pp.211-220.
- [74] Yang YT, Hwang CZ. (2003) " *Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous-based channel* " , Int J. Heat Mass Transfer, Vol 46, pp.771-80.
- [75] Hwang R. R, Chow Y.C, Peng Y.F.(1999) " *Numerical study of turbulent flow over-two dimensional surface-mounted ribs in a channel* ", International journal for Numerical Methods in Fluids.

- [76] Tsay Y.L , Cheng, T.S., Cheng, J.C, (2005) " Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall ", Acta Mech. Vol 174, pp.63-76.
- [77] Founti M.A, Whitelaw J.H, (1981) "Shell side flow in a model disc and doughnut heat exchanger " tech. Raport FS/81/37, Mech. Eng. Dept., Imperial College, London, UK.
- [78] Li H , Kottke V, (1998) " Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement", Int. J. Heat Mass Transfer 41 (10) 1303–1311
- [79] Li H , Kottket V. (1998). "Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements". Experimental Thermal Fluid. 17: 210– 216. .
- [80] Yuan Z.X., Tao W.Q and Wang Q.W., (1999) "Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins". Pro. First Int. Conference of Engineering Thermophysics, 21-23 August, Beijing, China
- [81] Yuan Z.X, Tao W.Q and Wang Q.W., (1998) "Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction", Pro .11<sup>th</sup> IHTC, 23-28 August, Kyongju, Korea
- [82] Saffar-Awal et Damangir E., (1995) " A general correlation for determining optimum baffle spacing for all type of shell and tube exchangers". Int. J. Heat Mass Transfer Vol 38, pp.2501-2506.
- [83] Wilfried Roetzel , Deiyng W. Lee,(1994) "Effet of baffle/shel leakage flow on heat trasfert in shell-and-tube heat exchanger", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 8 pp.10-20.
- [84] Rajendra Karwaa, Maheshwarib B.K., Nitin Karwac , (2005) "Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol32, pp 275–284
- [85]Gupta B.B. Howell J.A, Wu D.,Field R.W , (1995) "A helical baffle for cross-flow microfiltration", Journal of Menbrane Science, Vol 99, pp. 31-42.
- [86].Yong-Gang Lei, Ya-Ling He, Pan Chu, Rui Li, (2008) "Design and optimization of heat exchangerswith helical baffles," Chemical Engineering Science, Vol 63, pp.4386- 4395 é
- [87]. tKang-Hoon Ko, Anand N.K, (2003) "Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel "aInternational Journal of Heat and Mass Transfer, Vol46.pp 4191–4199,
- [88] Molki M and Mostoufizadeh. R, (1989) "Turbulent heat transfer in rectangular ducts with repeated-baffle blockages", Inl.J. Heat Mass Tranfer. Vol. 32, No. 8, pp. 1491-1499, 1989
- [89] Rajendra Karwa, Maheshwari B.K ,(2009) "Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 264–268.

- [90] **Ong L.E.:** (1987) "*Forced Convective Heat Transfer in Channels with Internal Longitudinal Fins*". M.S. Thesis, Dept. of Mech. Engrg., Texas A&M University .
- [91] **Lau. S.C.:** Ong, L.E. and J.C. (1980) "*Conjugate heat Transfer in Channels with Internal Longitudinal Fins*". AIAA J.of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 3 pp.303-308.
- [92] **Abene A, Dubois V, Le Ray M, Ouagued A.** (2004) "Study of a solar air flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape". Journal of Food Engineering
- [93] **Nasiruddin, Kamran Siddiqui M.H ,** (2006) "*Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle*", International Journal of Heat and Fluid Flow , Vol 28, pp. 318-328.
- [94] **Prashanta Dutta, Sandip Dutta,** (1998) "*Effect of baffle size, perforation, and orientation on internal heat transfer enhancement* ", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol41,
- [95] **Kwankaomeng S, Jedsadaratanachai W, and Promvonge P.** (2010) "*Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in Square Channel with 30° Inclined Baffles*", PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development
- [96] **Ong L.E.:** (1987) "*Forced Convective Heat Transfer in Channels with Internal Longitudinal Fins*". M.S. Thesis, Dept. of Mech. Engrg., Texas A&M University .  
*forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays*", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 34, Issue11, pp.2739-2749.
- [97] **Chang chin-Hsiang and et Huang Wen-Hsiung** (1991), Int J Heat Mass Transfer Vol 20, pp.1315.
- [98]. **Ahmet Tandiroglu ,** (2006) "*Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts*", International Journal of Heat and Mass Transfer,
- [99] **Patankar S.V,Liu C and Sparrow E.M.** (1997), "*fully developed flow and heat transfer in duct having streamwise-periodic variations of cross-sectional area*", journal of heat transfer, Vol.99,pp.186.
- [100] **Turgut O, Onur N.,**( 2009). "*Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface*". International Communications in Heat and Mass Transfer 36, 274–279.
- [101] **Davalath J and Bayazitoglu Y.** (1987) "*Forced Convection Cooling Across Rectangular*" Blocks, ASME J. Heat Transfer, vol. 109, pp. 321–328,
- [102] **Turgut O, Onur N.** (2008) "*Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface*". International Communications in Heat and Mass Transfer,

# **Chapitre III**

## **Résolution Numérique**

### **III.1 Introduction**

Dans ce chapitre, nous allons présenter la modélisation numérique (deux dimensions) de l'écoulement de l'air en présence des chicane à l'intérieur de la veine d'air dynamique d'un capteur solaire à air, où deux étapes seront détaillées :

La première étape consiste à présenter les phases de la construction du modèle géométrique du système ainsi que la génération du maillage nécessaire pour la simulation numérique.

Dans la deuxième, nous abordons les équations du bilan régissant l'écoulement et nous présentons la méthode des volumes finis utilisée par le logiciel Fluent 1 afin de résoudre le système d'équations.

Les principales étapes à suivre lors de la simulation numérique, nécessitent la connaissance de certaines notions théoriques de base. Cependant, on doit utiliser les bonnes méthodes et on doit s'informer sur ce qu'on veut simuler. Pour choisir les bons modèles, nous présentons des notions concernant notamment les définitions des principales équations régissant l'écoulement et la théorie de modélisation de la turbulence.

### **III.2 Description du problème**

L'utilisation des méthodes CFD nous permet d'ériger un modèle numérique capable de traiter et de résoudre la dynamique générée dans un espace rectangulaire (veine d'air dynamique) entre deux plaques. Les deux plaques sont considérées comme plaque adiabatique (isolant), et maintenue fixe.

Afin d'évaluer les valeurs critiques caractérisant l'écoulement, le maillage doit être conforme à certaines exigences en termes de dimensionnements et type de mailles. Par la suite, la modélisation passe par un choix des différents paramètres du code de calcul. Les bons ajustements étant effectués, on lance les simulations sur ordinateur. A chaque fois on atteindra la convergence de la solution pour pouvoir traiter les résultats et en déduire les différents paramètres physiques, telles que la pression, la température, la vitesse, etc.

#### **III.2.1. Génération de la géométrie**

Lors de la construction de la géométrie, quatre étapes sont nécessaires : la définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple) , le maillage et sa vérification, la définition des frontières (types de conditions aux limites) et les définitions des domaines de calculs [1].

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui

seront des faces dans un problème 2D. La géométrie de la veine dynamique dans notre cas d'étude est de forme rectangulaire, elle suggère tout naturellement une description en coordonnées cartésiennes. Pour autoriser une comparaison plus directe avec les résultats expérimentaux nous utilisons des chicane de forme zigzague. .

### III.2.2 Choix de la stratégie de maillage

Le choix du maillage est une étape importante de la simulation numérique. Il est donc important de bien choisir un maillage qui s'adapte au mieux aux problèmes considérés.

La réalisation d'un maillage se fait en deux étapes : la création de la géométrie puis son maillage surfacique (2D). Avant de commencer à construire la géométrie support du maillage, il convient de bien réfléchir au découpage topologique du domaine physique.

Par ailleurs, pour mailler correctement la géométrie de notre étude « veine d'air dynamique », nous avons basé notre stratégie sur la technique de séparation des problèmes. Cette stratégie est détaillée comme suit :

- Identifier les différentes limites et sa bonne liaison aux segments (en 2D) .
- Identifier les zones de raffinement nécessaires et les modifications topologiques qui s'en suivent.
- Diviser les surfaces ou les volumes en entités distinctes, qui permettant par la suite d'obtenir des rectangles en 2D.
- Repérer les points nécessaires à la construction de chicanes.
- Les étapes à suivre pour la construction de la géométrie sont relativement simples, une fois la topologie est bien définie sur le papier, à savoir la :
  - Mise en place des points nécessaires à la construction des segments, des cercles et des arcs
  - Mise en place des segments du domaine à partir des points définis précédemment.
  - Mise en place des faces à partir des segments.
- La mise en place du maillage est plus délicate. Il convient parfois de revenir à la construction de la topologie pour obtenir un maillage plus correct et qui pourra être résolu numériquement.
- Nous commençons par la fixation du nombre de mailles sur chaque segment. En effet, pour un maillage structuré, il faut faire attention, le décalage d'une maille peut entraîner des erreurs importantes. Il est donc préférable, de définir le nombre de mailles plutôt que le pas d'espace.

### III.2.3 Le maillage

Il existe plusieurs types de maillages, tels que le maillage structuré, le non structuré et l'hybride (combinaison géométrique d'éléments de différentes natures). Un maillage structuré est

généralement composé de cellules quadrilatérales en deux dimensions (maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (maillage volumique). Tandis qu'un maillage non structuré peut être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D et hexaédriques ou tétraédriques en 3D, Tableau (III-1).

| Dimension | Forme des cellules | Type de maillage             |
|-----------|--------------------|------------------------------|
| 2D        | Quadrilatérale     | Structuré ou non - structuré |
| 3D        | Hexaédrique        | Structuré ou non - structuré |

Tableau III.1: maillage en 2d et 3d [2]

### III.2.3.1 Maillage structuré (quadra/hexa)

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

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.

Il réduit les risques d'erreurs numériques, car l'écoulement est aligné avec le maillage. Ses inconvénients :

- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes[2].

### III.2.3.2 Maillage non structuré (tri/tétra) :

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

#### a) *Avantage*

- Peut être généré sur une géométrie complexe tout de maillage (tri/tétra) sont très automatisés

#### b) *Inconvénients*

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

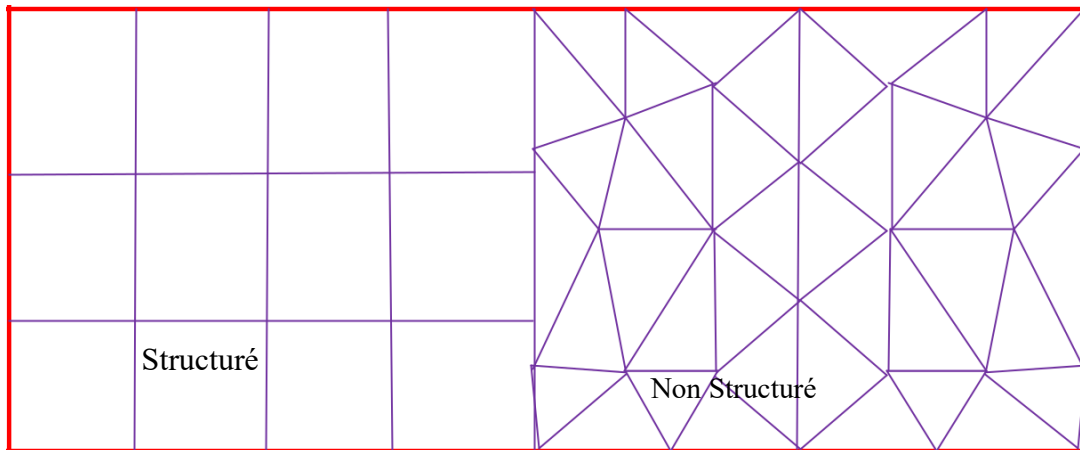


Figure III.1: Maillage structuré et non structuré [1].

### III.2.3.3 Maillage hybride :

Maillage généré par un maillage d'élément de différents types, triangulaire ou quadrilatéral en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidales en 3D.

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré [1].

### III.2.3.4 Techniques générales de génération du maillage

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles ainsi [1]

- maintenir une bonne qualité des éléments.
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient.
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre total des éléments (temps de calcul raisonnable)

### III.2.3.5 Qualité d'un maillage

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant.

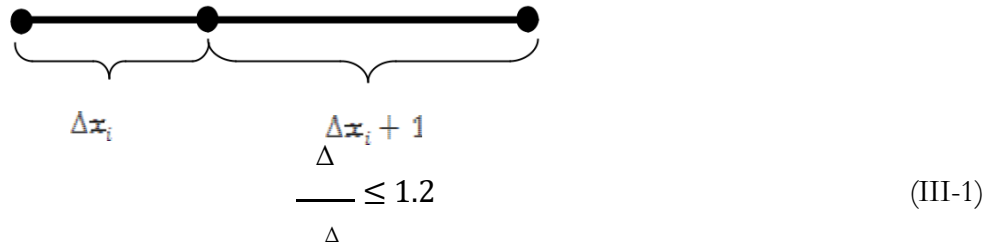
Une bonne qualité de maillage repose sur :

- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc... etc.)



- Enfin, la qualité de maillage à un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul [1]

**Lissage :**Le changement dans la taille des éléments de maillage d'une zone maillée à une autre doit être graduel, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacents ne doit pas dépasser 20%.



### III.2.3.6 Génération d'un maillage couche limite

La notion de résolution concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient, ainsi bonne résolution permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones telles que les ondes de choc, ou les phénomènes liés à la couche limite.

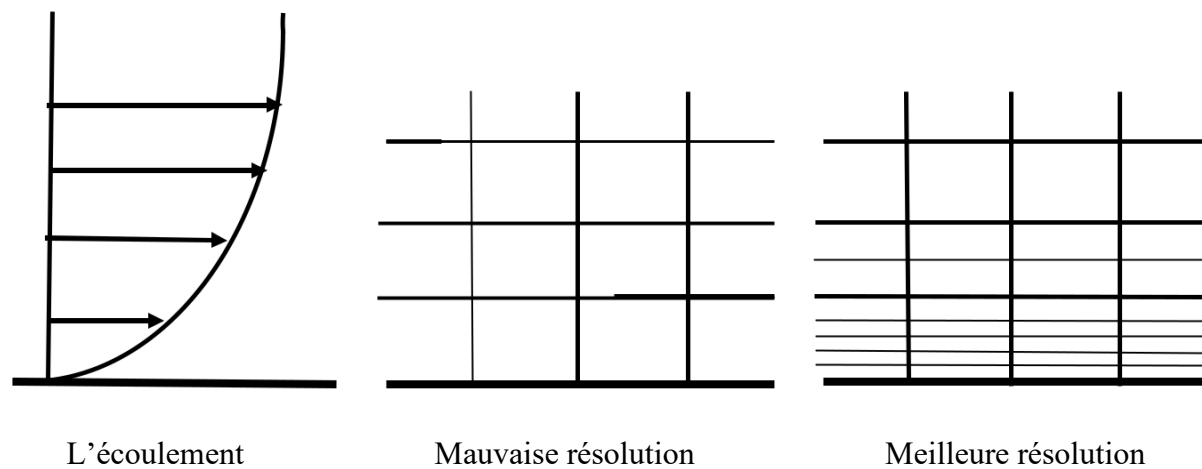


Figure III.2: Génération d'un maillage couche limite [1].

### III.2.3.7. Nombre total d'éléments du maillage

Un nombre important d'éléments de maillage permet sans doute d'améliorer la précision des calculs, mais pénalise les calculateurs en termes de mémoire et alourdit le système. Par conséquent, un compromis entre précision et temps de calcul s'impose.

Des techniques existent pour économiser un certain nombre d'éléments :

- Utilisation des maillages non uniformes, en concentrant la bonne qualité du maillage uniquement dans les zones où c'est nécessaire.
- Utilisation de la fonction, adaptation de maillage pour raffiner uniquement sur des zones bien précises.
- Utilisation des éléments de maillage hexaédriques dans les zones adéquates.

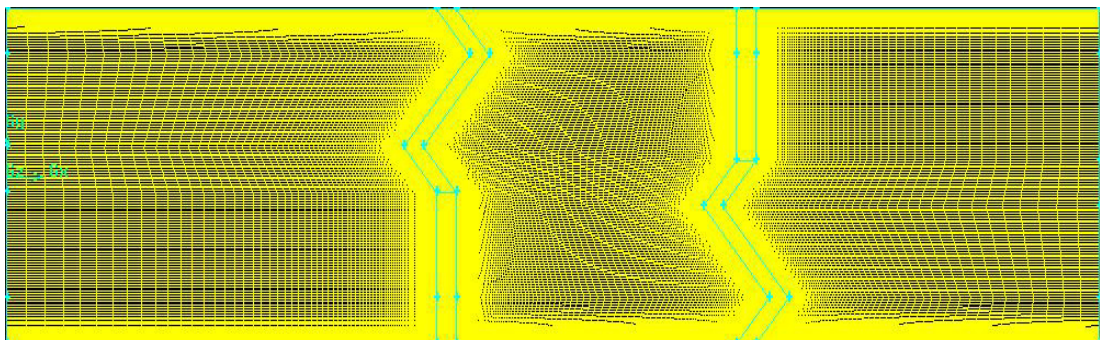
La notion de résolution concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient, ainsi une bonne résolution permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones, tels que les phénomènes liés à la couche limite.

Par la suite, une étude de l'indépendance de la solution du maillage doit être effectuée qui sera présentée dans le prochain chapitre où la solution doit être indépendante de la densité du maillage pour être sûr du réalisme de la solution que donne le solveur après convergence.

### III.3 Condition aux limites et définition de domaines

Le meilleur Gambit peut générer des maillages que beaucoup de solveurs peuvent utiliser, ainsi nous devons spécifier le logiciel solveur avec lequel on veut traiter le fichier maillage. Comme conditions aux limites, on peut imposer un débit massique à l'entrée de la machine, en utilisant la condition Mass flow Intel ou une Velocity intel. La pression à la sortie en utilisant la condition Pressure Outlet.

La figure (III.3) suivante résume les différentes conditions qu'on impose pour un écoulement d'air en convection forcée turbulente. Ensuite, on procède à la définition des domaines de calcul.



**Figure III.3: Définition des conditions aux limites .**

### III.4 Résolutions numériques du problème

Une fois que la géométrie est créée et les conditions aux limites sont définies, on exporte le maillage pour pouvoir effectuer une résolution numérique par 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.

Pour résoudre notre cas d'étude «la veine d'air dynamique», on doit respecter les démarches suivantes (Figure III.4).

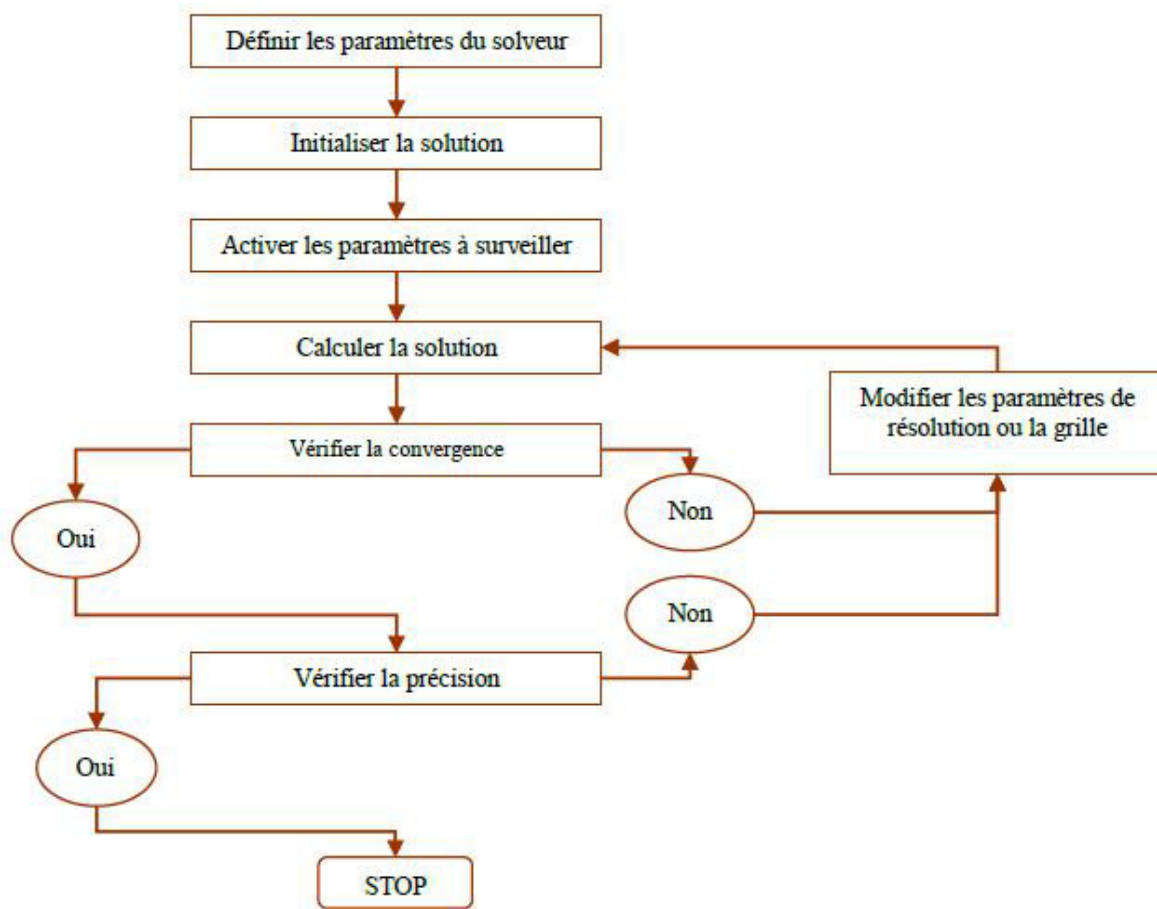


Figure III.4: Démarches et étapes de la résolution numérique [3]

### III.5 Méthode de discrétisation

La discrétisation des équations consiste à transformer ces équations différentielles en un ensemble d'équations algébriques en utilisant des approximations de dérivées. Les méthodes utilisées au cours des résolutions numériques sont les différences finies, les éléments finis et les volumes finis [4].

Dans notre étude, la méthode des volumes finis est utilisée. Elle consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes entourant chaque point du maillage. Cette méthode, même si elle ne fournit qu'une précision du premier ordre, possède des qualités qui en font l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. En effet, celle-ci est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non linéaires. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de

contrôle. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet la mise en oeuvre de codes pour un coût raisonnable.

La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation qui convient pour la simulation numérique des différents types d'équations de lois de conservation.

Cette méthode est largement utilisée dans les phénomènes qu'étudient le physicien et l'ingénieur, telle que la mécanique des fluides. Le transport de masse et de chaleur ou la pétrochimie. Quelques unes des caractéristiques importantes de la méthode des volumes finis sont similaires à celles de la méthode des éléments finis : elles peuvent être utilisées sur la géométrie arbitraire, utilisant des maillages structurés ou non structurés et elles mènent aussi à des schémas robustes. Une caractéristique supplémentaire est la conservativité locale des flux numériques c'est-à-dire le flux est conservé d'une cellule à une autre voisine [5].

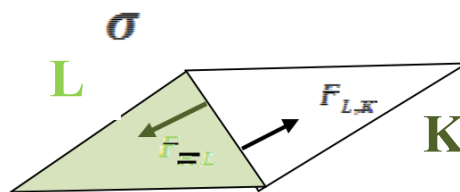


Figure 0.5: Le flux numérique échangé entre les volumes [5].

Cette dernière caractéristique rend la méthode des volumes finis très intéressante lorsqu'on considère un problème pour lequel le flux est important, c'est le cas en mécanique des fluides, simulation des dispositifs semi-conducteurs, transfert de masse et de chaleur, etc....

La méthode des volumes finis est localement conservative, car elle est basée sur une approche « balance » la balance locale est écrite sur chaque cellule de discrétisation, qui sera appelée « volume de contrôle ». Par la formule de divergence, une formulation intégrale des flux sur le bord du volume de contrôle est alors obtenue.

### III.5.1 Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à transformer les dérivées en expressions algébriques faciles à résoudre. La résolution par cette méthode passe par quatre étapes principales :

1- effectuer un maillage du domaine d'étude : ceci se fait en plaçant un certain nombre de nœuds dans ce domaine et en construisant un volume fini ou un volume de contrôle autour de chaque nœud. Ce volume de contrôle est délimité par des interfaces.

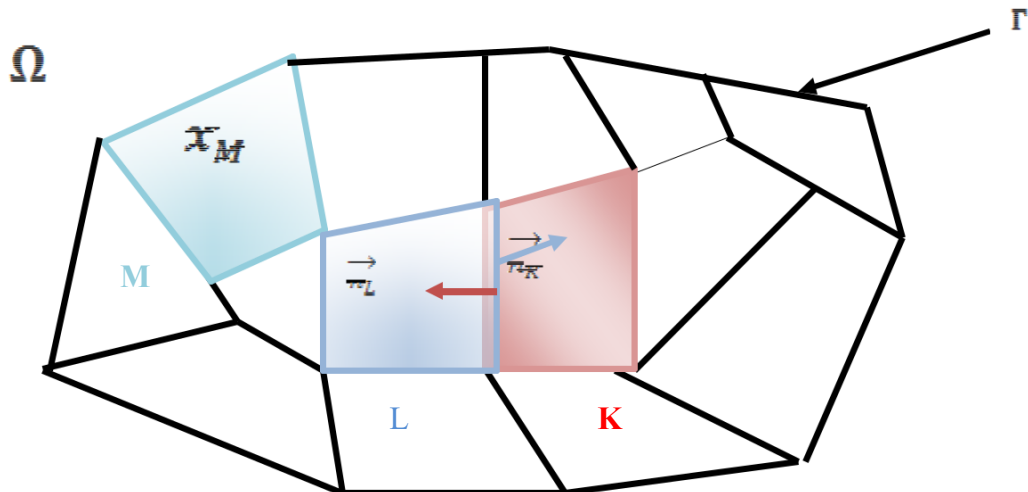


Figure III.6: Maillage du domaine d'étude [6].

2- intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle.

3- Choisir un profil de variation de la quantité à trouver (par exemple : température, pression, etc...) entre deux nœuds consécutifs pour pouvoir évaluer les dérivées à l'interface.

Ceci nous conduit à l'obtention d'une équation algébrique simple appelée « équation discrétisée » qui est propre à chaque nœud du domaine. Donc, si celui-ci est constitué de n-nœuds, on aurait n-équations algébriques à résoudre, il y a donc, autant de nœuds que volumes de contrôle d'où la performance de la méthode des volumes finis comparativement aux autres méthodes.

4- Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébriques linéaires (Gauss-Seidel, Thomas, etc.).

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, la méthode de volume fini comporte essentiellement :

➤ La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.

La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.

Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations.

Le modèle doit être stable est convergent [6].

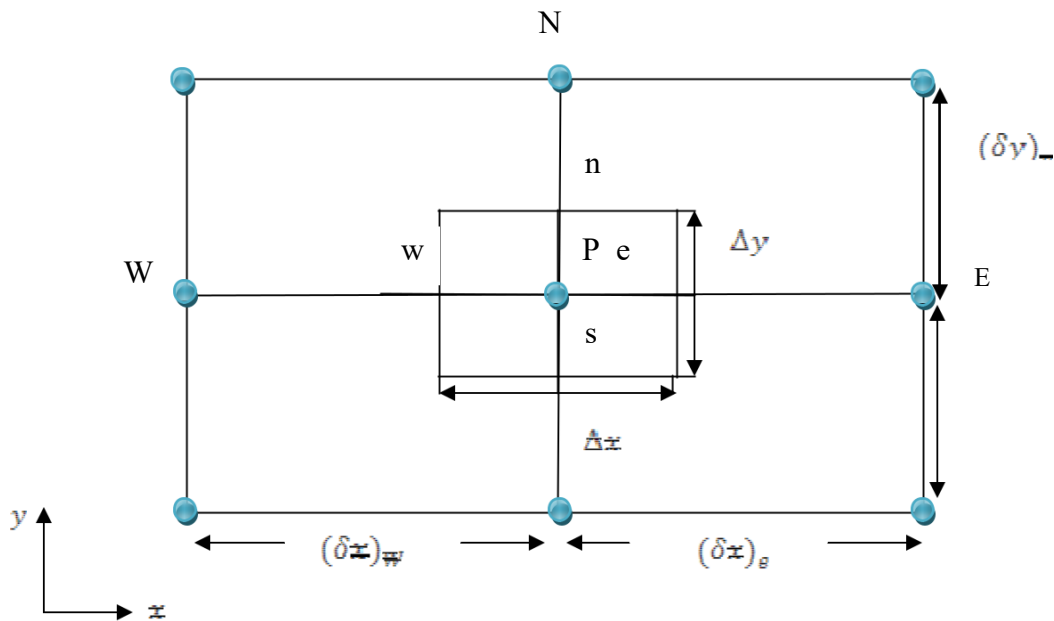


Figure III.7: Volume de contrôle bidimensionnel [7]

Le volume de contrôle est montré par la figure (III-7) pour un nœud principal P les points E et W (E= Est, W=Ouest) sont des voisins dans la direction  $x$ , tandis que Net S (N=Nord, S=Sud) sont ceux dans la direction  $y$ . Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction  $x$ , n et s dans la direction  $y$ .

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente en nœud. Où on trouve la variable P et les composantes U et V du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de point « nœud ». Ainsi un élément de volume « Volume de contrôle » est défini autour de chaque nœud [7].

Les grandeurs scalaires pression et fraction liquide température sont stockées dans le nœud P du maillage. Tandis que les grandeurs vectorielles U et V sont stockés au milieu des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composantes de vitesse.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale  $U$  est décalé suivant la direction  $x$  par rapport au volume de contrôle principal, celui de la composante transversale  $V$  est décalé suivant la direction de  $y$ . Ce type de maillage dit « maillage décalé » permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

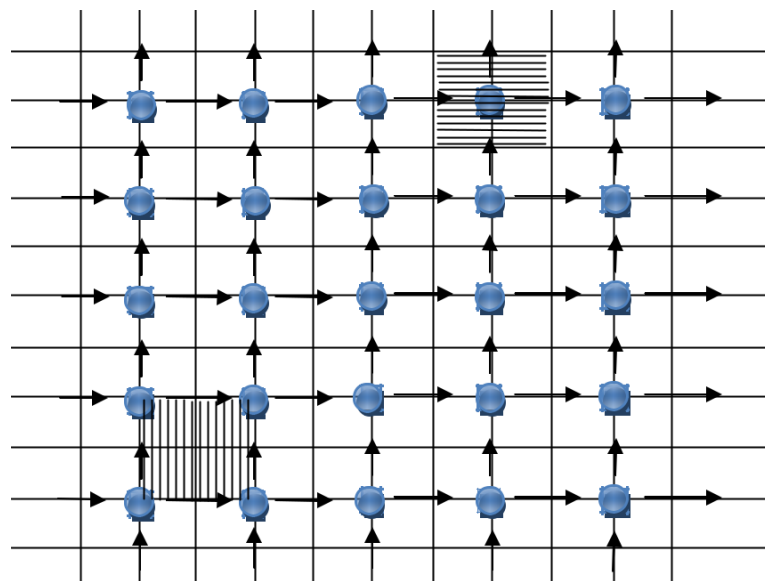


Figure III.8: Schéma du maillage décalé [7]

D'où :

- Nœud de vitesse.
- Nœud des variables scalaires.
- ▨ Volume de contrôle pour les variables scalaires.
- ▤ Volume de contrôle pour  $U$ .
- Volume de contrôle pour

### III.5.2 Discrétisation des équations de conservation

Dans notre étude, la méthode des volumes finis est utilisée. Elle consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes entourant chaque point du maillage. Cette méthode, même si elle ne fournit qu'une précision du premier ordre, possède des qualités qui en font l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. En effet, celle-ci est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non

linéaires. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet la mise en œuvre de codes pour un coût raisonnable.

Les principes fondamentaux de la méthode des volumes finis sont brièvement rappelés ici. Pour plus de détail, on pourra se référer aux ouvrages de Patankar [2] et de Versteeg et Malalasekera [8].

Les expressions des termes de source volumique et de diffusion varient en fonction des types d'équations résolues. Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source existe deux procédés de stockage des variables en utilisant la méthode des volumes finis.

Dans le premier, les variables scalaires telles que la pression, la température ...etc., sont calculées au centre des cellules du maillage. En revanche, les variables vectorielles (composantes de la vitesse ...etc.) sont calculées sur les faces des volumes de contrôle. Ce procédé de stockage est appelé "maillage décalé".

Dans le second procédé, toutes les variables sont stockées au centre des cellules. Ce procédé est appelé "collocalisé" et est utilisé dans notre simulation numérique.

On rappelle que l'équation de transport-diffusion écrite au chapitre précédent sous la forme généralisée locale, qui fait apparaître la conservation de la variable générale doit être appliquée pour chaque volume de contrôle (Figure III.9). Par la suite, en utilisant le théorème de la divergence de Gauss, cette équation se met sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} V + \sum_f^{N_{face}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N_{face}} \Gamma_f \nabla \phi_f \vec{A}_f + S_\phi V \quad (\text{III-2})$$

avec

$N_{face}$  : nombre de faces entourant la cellule où la maille

$\phi_f$  : la valeur ( $\phi$ ) du flux à travers la face  $f$

$\sum_f^{N_{face}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \vec{A}_f$  le flux de masse à travers la face  $f$ .

$\nabla \phi_f$  : le gradient ( $\phi$ ) du flux sur la face.



$V$  : le volume de la cellule

Dans notre étude l'écoulement est considéré stationnaire.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} \quad (\text{III.3})$$

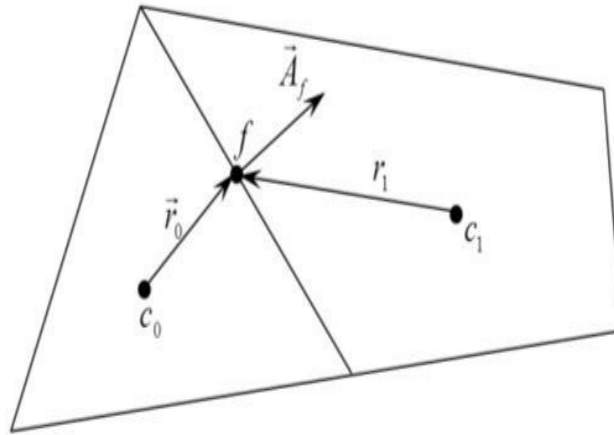


Figure III.9: Volume de contrôle pour illustrer la discrétisation de l'équation de transport

### III.5.3 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

Si les vitesses sont définies aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaires: pression, température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agira comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées [82]. La solution passe par la définition des vitesses, sur une grille décalée "Staggered grid" et l'emploi d'algorithmes, tel que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure d'estimation et de correction pour le calcul de la pression sur la "grille décalée" des composantes de la vitesse. Parmi les méthodes pour le couplage pression-vitesse, nous avons :

- Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations "SIMPLE" : Schéma robuste et souvent considéré par défaut, basé sur une procédure d'estimation et de correction.
- SIMPLE-Consistent "SIMPLEC" : Permet une convergence plus rapide pour les problèmes simples (par exemple : écoulements laminaires sans utilisation de modèles physiques supplémentaires).
- Pressure-Implicit with Splitting of Operators "PISO" : Utile pour des écoulements instationnaires ou pour des maillages contenant des cellules avec une obliquité plus élevée que la moyenne.
- Fractional Step Method "FSM" : Destinée aux écoulements instationnaires. Elle est utilisée avec le schéma NITA et présente des caractéristiques semblables à celles du schéma PISO.

Donc, pour notre cas, on se limitera à l'utilisation de l'algorithme "SIMPLE" qui est robuste, offrant ainsi plus de garanties pour la convergence de la solution.

### III.6 Critères de convergence

Si l'équation 3.2 de transport discrétisée est résolue exactement, les deux membres de ces équations seront certainement égaux. Cependant, puisque les équations associées sont non linéaires et couplées et exigent une solution itérative, un déséquilibre ou résidu peut exister entre les deux membres de l'équation discrétisée. Le résiduel pour la variable dans chaque volume de contrôle est défini comme suit :

$$R_\phi = a_p \phi_p - \sum_i a_i \phi_i - S \quad (\text{III.4})$$

Si le calcul converge complètement la valeur de tend vers zéro  $R_\phi$

La convergence de la résolution itérative est contrôlée par l'évolution des résidus au cours des itérations ainsi que par l'évolution des valeurs individuelles de chaque variable.

#### III.6.1 Stabilité numérique (choix des facteurs de relaxation)

En cas de difficultés de convergence et en raison de la non-linéarité des équations de transport, il est nécessaire d'opérer un changement de la variable en accélérant ou enralentissant d'une itération à l'autre, la variation de la variable considérée. Ceci est typiquement réalisé via les processus de sous-relaxation (*ralentissement*) et de sur-relaxation (*accélération*).

- Sur-relaxation : Ce processus est souvent utilisé avec la méthode de Gauss-Seidel. La méthode obtenue s'appelle alors SOR (Successive Over-Relaxation) très peu utilisée avec la méthode ligne par ligne.
- Sous-relaxation : Ce processus est pratique pour les problèmes non-linéaires car il permet d'éviter la divergence des méthodes itératives en réduisant le changement de  $(\phi)$  pendant chaque itération sous une forme simple. La nouvelle valeur de celle-ci dans une cellule dépend de la valeur précédente, et on exprime le facteur de sous-relaxation comme suit:

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \alpha \Delta \phi \quad (\text{III-5})$$

$\phi^n$  La valeur ( $\Phi$ )

$\Delta$  la différence entre l'ancienne et la nouvelle valeur

$\alpha$  un facteur de sous-relaxation compris entre 0 et 1.

En général, si on voit qu'au cours du calcul les résidus commencent à s'amplifier, il est préférable de réduire ces derniers. Par contre, si on observe une convergence très lente, mais sûre, on pourra les augmenter prudemment, surtout le facteur de relaxation lié à l'équation de continuité.

### III.7 Simulations sous Fluent

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est juste le solveur, le logiciel permet la mise en place de script pour automatiser le processus de calcul. Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de fluide, ce code CFD commercial très utilisé dans l'industrie car il est assez simple à utiliser. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...) mais aussi de faire de la combustion. La présente notice est une démonstration non exhaustive de la façon de résoudre un problème de mécanique des fluides. Ainsi, il ne sera présenté par les fonctionnalités de base de fluent dans cette notice [6].

#### III.7.1.Capacité de Fluent

- Écoulement dans des géométries 2D ou 3D en utilisant des maillages adaptatifs non structurés.
- Écoulement incompressible ou compressible
- Analyse stationnaire ou instationnaire
- Écoulements non visqueux, laminaires ou turbulents
- Fluide newtonien ou non newtonien
- Transfert de chaleur par convection naturelle ou forcée.
- Transfert de chaleur couple conduction /convection
- Transfert de chaleur par rayonnement
- Repère de référence inertielle (stationnaire) ou non inertielle (en rotation)
- Multiples repères de référence en mouvement incluant des interfaces glissantes et des plans de mélange
- Écoulement à travers les matériaux poreux.

- Modèles pour turbine 1D/ échangeur de chaleur
- Écoulements diphasique, incluant la cavitation
- Écoulement à surfaces libre avec surfaces complexes.

### **III.7.2 Solvateur FLUENT 6.3**

Les équations discrétisées y sont résolues et sont décrites sous forme : Convection - Diffusion = Sources – Pertes. Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. La méthode utilisée est la méthode des volumes finis. Cette méthode a l'avantage d'être conservatrice, c'est-à-dire que tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans les volumes voisins.

### **III.7.3 les différentes étapes à suivre pour la simulation numérique par FLUENT**

Les principales étapes à suivre lors du travail sur le logiciel de simulation numérique des écoulements fluent nécessitent la connaissance de certaines notions théorique de base.

Ces notions concernent notamment les définitions des principales équations régissant l'écoulement.

Le fluent consiste à :

- Intégration des équations continues sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation en espace et en temps (pour les écoulements non permanents) des équations : substitution des dérivées partielles par des approximations en différences finies ; transformation du système d'équations en système algébrique,
- Résolution du système algébrique par un processus itératif ; utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

Les étapes pour le déroulement des simulations sur les deux logiciels Gambit et FLUENT sont résumées sur la figure (III-11).

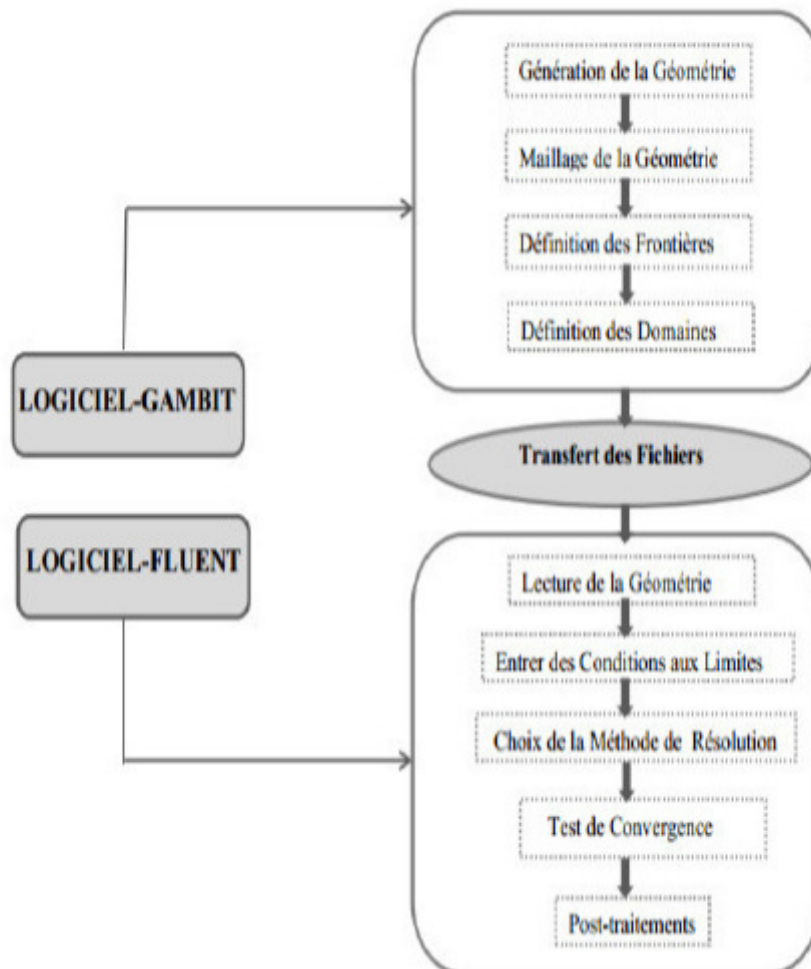


Figure III.10: Simulations sur les deux logiciels Gambit et FLUENT

- **Post-processeur**

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

Fluent propose trois méthodes pour traiter la turbulence près des parois : les fonctions standard des lois de parois (Standard Wall-Fonctions), les fonctions de parois non équilibrées (Non-equilibrium wall-fonction) et un traitement amélioré des lois de parois (Enhanced wall treatment).

Dans chacun de ces cas, une vérification a posteriori doit être faite afin de vérifier le maillage.

Cela se fait en regardant les valeurs que prend  $y^+$  :

- Pour les Non-equilibrium Wall fonctions, il faut que chaque centre de cellules soit situé dans la région log c'est-à-dire  $30 < Y^+ < 300$ . Il est préférable de s'approcher de la limite inférieure :  $Y^+ = 30$

- Dans tous les cas, il faut éviter un maillage trop fin, car les lois de parois ne sont plus valides dans la sous-couche visqueuse. Il est également préférable d'éviter la couche « tampon » (buffer layer).

Après la présentation du problème et le maillage de la géométrie en gambit on va mettre le problème sous le Fluent.

La figure suivante représente la géométrie sou fluente. Alors le maillage devrait ressembler :

:

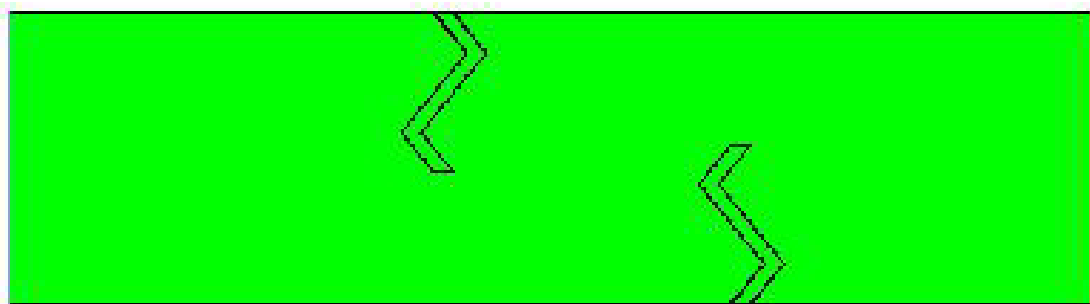


Figure III.11: La géométrie sous le Fluent

Après vérification et l'affichage de maillage on va suivre les étapes suivant :

- Détermination de modèle de solver .
- L'instruction d'énergie qui nous permet d'intervenir l'équation de l'énergie et l'étude du champ thermique.
- Choix le modèle de la turbulence.
- Définition des caractéristiques du fluide.
- Définition des conditions aux limites usuelles.
- Choix d'ordre des équations et l'algorithme.
- Choix des critères de convergence.
- Lancement de calcul et l'itération jusqu'à la convergence.

Les résidus sont calculés à partir des corrections dans les variables : pression, vitesse, température...du problème entre la présente itération et l'itération précédente.

Le résiduel pour chaque itération est imprimé aussi bien que tracé dans la fenêtre graphique comme ils sont calculés.

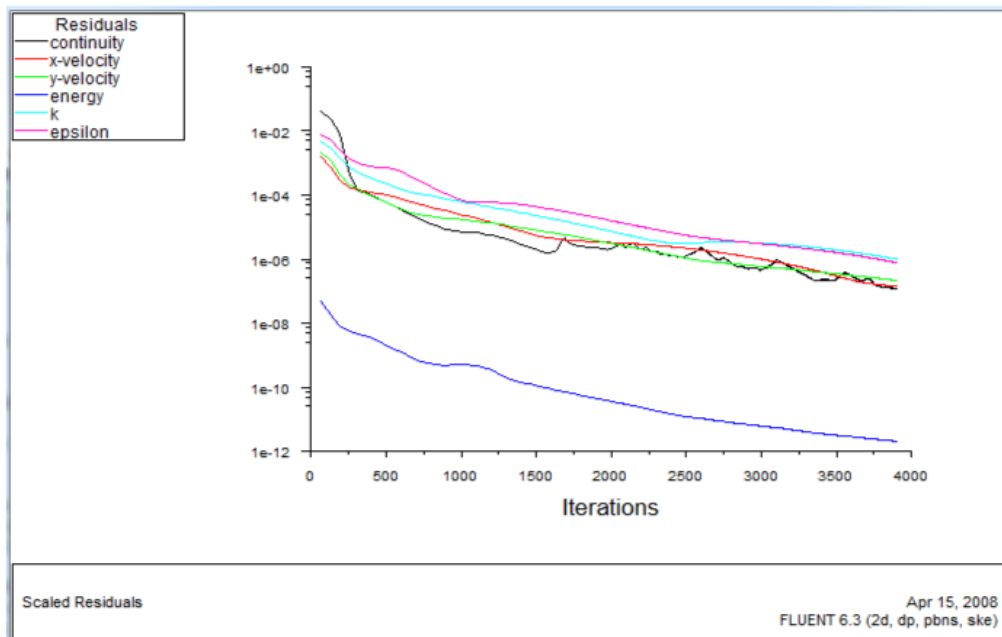


Figure III.12: Allures de l'évolution des résidus de calcul

### III.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la modélisation numérique d'un écoulement d'air muni de chicanes dans un capteur solaire à air.

Les principales étapes à suivre lors de la simulation numérique ont été présentées avec les méthodologies du choix des paramètres que nous avons adopté.

Nous avons détaillé la stratégie de la création de la géométrie ainsi que la stratégie du choix d'un maillage de qualité. Par la suite, nous avons donné un aperçu de méthodes de discrétisation et les démarches à suivre l'ord de la modélisation numérique par la méthode des volumes finis. Enfin, la stabilité de la simulation et la qualité des résultats reposent sur plusieurs facteurs, qu'on doit choisir soigneusement.

Il s'agit maintenant d'approfondir l'analyse dans le prochain chapitre, par une étude de l'indépendance du maillage et une étude comparative entre les différents modèles de turbulence.

**Référence bibliographique**

- [1] **Fedala. D (2007)** "Simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines. Cours du Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique des Fluides Interne ENSAM, CER de Paris".
- [2] **Nasiruddin M. Kamran Siddiqui,(2006)** "Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle" International Journal of Heat and Fluid Flow,
- [3] **Launder B. Spalding DB.( 1972)**"Lectures in Mathematical Models of Turbulence". Academic Press, London, England
- [4 ] **Patankar S (1980)**"Numerical heat transfer and fluid flow". Washington DC, Hemisphere,
- [5] **Aboura C. (2002)** " résolution numérique d'un modèle de dynamique des fluides par la méthode des volumes finis ". Thèse de magistère, Département de mathématiques
- [6] **O.Balima , T.Fontfreyde , E. George , S.Marinhas , A.Rezgui** « étude de la convection naturelle dans une cavité carrée en 2D et 3D sous fluent et Gambi ». Projet méthode numérique.
- [7] **Korti. M. Oghi (2008)** " simulation numérique de la forme de l'interface métal liquide-air dans un cylindre d'injection d'une machine de coulée par injection ". Diplôme d'ingénieur d'état. Département de génie mécanique.
- [8] **Versteeg HK (2007)**" An Introduction to Computational Fluid Dynamics. England: Pearson Education Limited"



# **Chapitre IV**

## **Modélisation Mathématique**

**IV.1 Introduction**

La convection forcée dans les écoulements internes en présence d'une paroi épaisse présente un intérêt considérable en raison de ses nombreuses applications qui concernent par exemple les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des centrales nucléaires.

Une revue de la littérature révèle que les études théoriques sur la convection forcée se limitent à des conditions aux limites imposées à la surface extérieure de la paroi constante et uniforme. D'une façon générale, ces études montrent une redistribution du flux de chaleur à l'interface paroi-fluide du canal directement chauffée sous l'influence du terme de la conduction axiale dans la paroi.

En pratique le flux de chaleur ou la température imposée à la surface extérieure de la paroi peut varier le long de la direction axiale ou radiale. Le manque d'information sur le comportement thermique et hydrodynamique du système sous l'effet combiné d'une condition aux limites variable et du terme de conduction axiale dans la paroi nous a incitées à présenter cette étude, en montrant l'influence des propriétés physiques et géométriques sur les grandeurs énergétiques et hydrodynamiques suivant :

Le profil de vitesse axiale et la température du fluide le long de l'axe de la conduite.

En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser les lois classiques de conservation, à savoir :

- Conservation de masse.
- Conservation de la quantité de mouvement.
- Conservation d'énergie.

Résoudre complètement un problème de convection revient à déterminer en tout point du domaine d'étude les grandeurs caractéristiques du fluide étudié (ici l'air), soit :

- Le champ de vitesse.
- La température.

Durant ces dernières années, plusieurs géométries ont été développées ; parmi elles, nous citons : les obstacles collés sur la surface d'échanges . Ce développement nécessite une bonne maîtrise des phénomènes physiques. Cette situation a parfois donné naissance à certaines techniques expérimentales, mais aussi a permis d'améliorer les stratégies de modélisation des écoulements. Ainsi, la longueur de recollement en aval d'un obstacle collé à la paroi est devenue un baromètre des modèles de turbulence. Toutefois, la localisation du maximum de transfert de

chaleur est toujours une question ouverte. Malgré cette constatation, les modèles statistiques restent les plus largement utilisés en industrie.

Dans ce chapitre, nous présentons 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. Aussi, nous allons donner un aperçu de différentes modélisations de la turbulence existante.

Ainsi la géométrie du problème et les équations qui régissent le phénomène de la convection en régime turbulent à l'intérieur d'une conduite rectangulaire. Nous nous intéressons aux équations de bilan régissant le mouvement du fluide sur la résolution de ces équations. Donc on va aboutir vers la fin à un système d'équations. Pour résoudre toutes les équations considérées dans cette étude, il est nécessaire de spécifier les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement.

La résolution d'équation de la dynamique des fluides se fait par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation.

## **IV.2 la géométrie à étudier**

La géométrie du problème est présentée sur la figure (IV.1) il s'agit d'un conduit rectangulaire muni de deux chicane de forme rectangulaire traversée par un écoulement d'air turbulent stationnaire. En se basant sur les travaux expérimentaux de **Dermatini et al(2004) [1]**

L'écoulement de l'air est sous effectué les conditions suivantes :

- Longueur du canal  $L=0.554\text{m}$  .
- Hauteur du canal  $H=0.146\text{m}$  .
- Hauteur des ailettes  $e=0.08\text{m}$  .
- Longueur entre l'entrée du canal et la première ailette  $L_1=0.223\text{m}$
- Espacement entre les deux ailettes  $L_2 = \mathbf{0.15\text{m}}$
- Longueur entre la sortie et la deuxième ailette  $L_3 = 0.179\text{m}$  .
- Diamètre hydraulique  $D_H = 0.167\text{m}$ .
- Nombre de Reynolds  $Re=5000$  .
- Vitesse d'entrée  $U_{in}=0.45\text{m/s}$

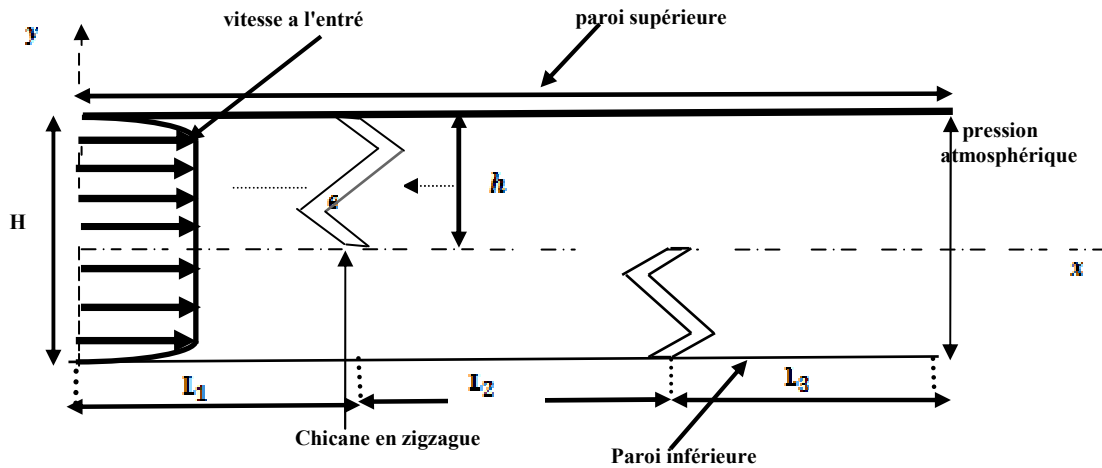


Figure IV.1: Schéma représentatif du problème

### IV.3 Hypothèses simplificatrices

Pour construire des modèles suffisamment détaillés et précis, il faut parfois tenir compte d'un certain nombre d'hypothèses simplificatrices. Pour cela, on suppose :

1. L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels (pas de variation azimutale).
2. L'écoulement est incompressible et stationnaire.
3. Les propriétés thermo-physique du fluide ( $C_{pf}, \mu, \lambda_f, \rho_f$ ) et du solide ( $C_{ps}, \lambda_s, \rho_s$ ) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.
4. Profil de vitesse et de température uniformes.
5. Températures des parois supérieures et inférieures sont constantes [2].
6. Fluide visqueux newtonien (en considérant un écoulement, la viscosité dynamique d'un fluide newtonien est indépendante du taux de déformation et dépend uniquement des températures et des pressions considérées).
7. Le rayonnement thermique est négligeable.

### IV.4 Systèmes d'équations

D'après les hypothèses simplificatrices présentées précédemment, on peut considérer que les équations de transport suivantes décrivent le phénomène de la convection forcée à l'intérieur de la conduite rectangulaire.

Le phénomène de la convection forcée repose sur les équations qui lient les différents paramètres, à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- La loi de conservation de masse (équation de continuité)
- La loi de conservation de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes)
- La loi de conservation d'énergie (équation d'énergie)

Dans le cas de l'écoulement stationnaire et bidimensionnel, le système d'équation relativement à un système de coordonnées cartésiennes peut s'écrire sous les formes suivantes :

#### IV.4.1 Conservation de masse

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (\text{IV-1})$$

Où  $u$  et  $v$  sont les composantes de la vitesse du fluide dans les directions  $x$  et  $y$  respectivement.

#### IV.4.2 Conservation de la quantité de mouvement

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale:

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

Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale:

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{IV-3})$$

#### IV.4.3 Conservation d'énergie

Conservation d'énergie dans le fluide :

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (\text{IV-4})$$

Conservation d'énergie dans la paroi :

$$\left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{IV-5})$$

#### IV.4.4 Modèle de turbulence

La turbulence est un phénomène présent de manière très facilement visible dans la pratique industrielle et dans les systèmes naturels. Un très grand nombre d'écoulements est en fait turbulent (circulation atmosphérique, aérodynamique externe et interne, hydrodynamique, cinétique chimique, physique des plasmas, génie nucléaire ...). Les grandeurs physiques d'un écoulement turbulent (vitesse, pression ...) ne sont pas directement accessibles. Ainsi, l'état turbulent n'est connu qu'à travers des grandeurs moyennes et fluctuantes dont on peut toujours extraire quelques propriétés essentielles [3].

Définir la turbulence ou l'étude d'un écoulement turbulent n'est pas évident car pour être précis, il faut déjà connaître un certain nombre de notions que nous verrons ultérieurement. On peut dire en premier lieu que l'aspect désordonné semble être la caractéristique principale des écoulements turbulents. Pour caractériser ce désordre, on utilise la notion de corrélation, où la turbulence apparaît comme une décorrélation spatio-temporelle du mouvement du fluide, ou encore comme un chaos spatio-temporel.

##### IV.4.4.1 Modèles de fermeture

Plusieurs modèles de fermeture des équations sont utilisés en CFD et sont classés selon le nombre d'équations:

- Modèle de turbulence a une équation de transport: Le modèle *Spalart-Allmaras*.
- Modèles de turbulence a deux équations: Le modèle  $K - \varepsilon$  Standard et ses variantes *RNG* et *Réalizable* puis les modèles  $(K-\omega)$  Standard et *SST*.
- Modèle de turbulence a 5 équations (7 équations en 3D): Le modèle *RSM*(Reynolds Stress Model)

##### a) Le modèle *Spalart-Allmaras*

Ce modèle résout les équations de Navier-Stokes moyennées plus une équation de transport de la quantité turbulente, en vue de calculer  $\mu_t$ . Ce scalaire est la viscosité cinématique turbulente modifiée ( $\tilde{\nu}$ ) pour prendre en compte les effets de parois [4].

Ainsi, c'est un modèle à faible nombre de Reynolds qui est principalement destiné aux applications aérodynamiques et des turbomachines avec des séparations modérées, telles que les écoulements supersoniques autour des surfaces portantes (ailes), les écoulements à couche limite, etc. Par ailleurs, il est moins utilisé pour prédiction de la dissipation de la turbulence homogène et isotrope [5].

La viscosité dynamique turbulente est calculée à partir de la relation suivante :

$$\mu = \rho \tilde{\nu} f_v \quad (\text{IV-6})$$

$f_v$  le terme d'amortissement visqueux  
 $\tilde{\nu}$  fonction d'amortissement

### b) Le modèles k-ε

Le modèle de turbulence le plus populaire est celui qui a été proposé par Launder et Spalding (1974); l'effet de la turbulence est modélisé en utilisant le concept de Bousinessq de transport turbulent où les contraintes de Reynolds sont définies comme une fonction de l'énergie cinétique,  $K$  et son taux de dissipation,  $\epsilon$ :

$$\rho \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (\text{IV-7})$$

$$\rho \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (\text{IV-8})$$

Ce sont les modèles à deux équations les plus utilisés, sous ces trois variantes : *Standard*, *RNG* et *Realizable*. Cependant, ces trois modèles ont les mêmes équations de transport pour  $k$  et  $\epsilon$  avec quelques différences dans :

- La méthode de calcul de la viscosité turbulente.
- Le nombre de Prandtl turbulent, qui régit la diffusion turbulente de ( $k$ ) et ( $\epsilon$ )
- Les termes de génération et de destruction dans l'équation de ( $\epsilon$ ):

Les équations de transport, les méthodes de calcul de la viscosité turbulente ainsi que les constantes du modèle sont présentées séparément pour chaque modèle. Par ailleurs, les caractéristiques essentiellement communes pour tous ces modèles tiennent en considération la génération turbulente due au cisaillement de flottabilité, les effets de la compressibilité ainsi que la modélisation de transfert de chaleur et de masse [5].

**c) Le modèle k- $\omega$  standard**

C'est un modèle largement répandu basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique de turbulence et de dissipation. Il prédit des résultats cohérents notamment pour les écoulements cisailés simples. Néanmoins, il a une dépendance locale et linéaire des tensions de Reynolds et du champ moyen et il est peu adapté pour les écoulements complexes (recirculation, anisotropie forte, production négative...etc.).

Il a été proposé par D.C Wilcox. Il comporte une équation modifiée de ( $k$ ) et une autre équation de ( $\omega$ ), qui représente la dissipation spécifique et qui est égale à ( $\epsilon/k$ ). 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]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \tag{IV-9}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \tag{IV-10}$$

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

$G_\omega$  représente la génération de ( $\omega$ )

( $\Gamma_k$   $\Gamma_\omega$ ) représentent les diffusivités effectives de k et ( $\omega$ ) respectivement

$Y_k, Y_\omega$  représentent les dissipations de k et  $\omega$  respectivement.

$\sigma_k, \sigma_\omega$  Les différents termes sont donnés par:

La viscosité turbulente est donnée par:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \tag{IV-11}$$

Le coefficient  $\alpha^*$  amortit la viscosité turbulente en provoquant une correction de faibles nombres Reynolds donnés par :

$$\alpha^* = \alpha_\alpha^* \left( \frac{-\alpha_0^* + Re_t/R_t}{1 + Re_t/R_t} \right) \tag{VI-12}$$



Où les constantes de ce modèle sont:

$$\alpha^* = 1 \quad , \quad \alpha_\omega^* = 0.11 \quad R_k = 6 \quad , \quad \sigma_k, \sigma_\omega = 2.0 \quad , \quad Re_t = \rho k / \mu \omega$$

Ce tableau résume différents modèles de turbulence:

| Modèle de turbulence         | Avantages  | Limites / insuffisances  |
|------------------------------|--|--|
| <b>Spalart-Allmaras</b>      | Modèle rentable applicable pour un nombre limité de flux.  | L'utilisation d'une équation algébrique pour l'échelle de longueur est trop restrictive. Transport des échelles de longueur ne sont pas comptabilisés.   |
| <b><i>k-ε</i> Standard</b>   | Le plus validé et le plus utilisé  | Déconseillé pour les jets et les écoulements à des courbures importantes, tourbillons, des accélérations soudaines, la séparation et les régions à faible nombre de Reynolds.  |
| <b><i>(k-ε)</i> RNG</b>      | La modification du modèle <b><i>(k-ε)</i> Standard</b> a donné une meilleure simulation pour les écoulements tourbillonnaires et la séparation de l'écoulement.  | Pas aussi stable que le modèle <b><i>(k-ε)</i> Standard</b> . Ne s'adapte pas pour les jets ronds.   |
| <b><i>(k-ω)</i> Standard</b> | Fonctionne bien à faible nombre de Reynolds. N'a pas besoin de fonctions de parois. Fonctionne très bien avec les gradients de pression indésirable et des flux de séparation.                                     | Nécessite un maillage très fin près de la paroi. Surestime la turbulence dans les régions à forte contrainte normale, par exemple les régions de stagnation et les régions avec une forte accélération.                |
| <b><i>(k-ω)</i> SST</b>      | Utilise <b><i>(k-ε)</i></b> pour les écoulements libres et <b><i>(k-ε)</i></b> dans la région de parois bornées. Fonctionne très bien avec les gradients de pression indésirables et des écoulements à séparation. | Coûteux en calcul avec 11 équations de transport. Plusieurs termes dans les équations de transport doivent être fermés. Mauvaise performance de certains écoulements en raison de fermeture introduite dans ce modèle. |
|                              | Applicable pour les écoulements complexes (tourbillon, écoulements à   | Coût de calcul très élevé. Grande quantité de données qui doivent être stockées et post-   |

|                                     |  |  |
|-------------------------------------|--|--|
| <b>Reynolds Stress Models (RSM)</b> | séparation et les jets plans) où les modèles de la viscosité turbulente s'échouent. Il tient en compte l'anisotropie.  | traitée. Difficile de trouver des conditions aux limites appropriées résolues en temps pour l'écoulement.        |
| <b>LES</b>                          | Applicable aux écoulements complexes. Donne des informations sur les structures dans les écoulements turbulents. Donne beaucoup d'informations qui ne peuvent pas être obtenues autrement. | Coût de calcul extrême pour la simulation des écoulements pratiques de l'ingénierie. Énorme quantité de données. |
| <b>DNS</b>                          | Pas de modèles de turbulence introduits. Utile à bas numéros de $Re$ , en particulier, pour les écoulements gazeux. Utile pour développer et valider des modèles de turbulence.            |  |

Tableau IV.1: Différent types de modèle de turbulence

D'après une étude comparative de quatre modèles de turbulence, à savoir le modèle Spalart Allamaras, le modèle k-ε, le modèle k-ω et le modèle aux tensions de Reynolds ont été évalués par la résolution des équations de Navier-Stokes, il apparaît que le modèle k-ω est celui qui prédit avec plus de précision les changements de l'écoulement dans la présence de chicanes (Nasiruddin et Kamran, 2007).

Le modèle k-ω est défini par deux équations de transport, l'un pour l'énergie cinétique turbulente, k et l'autre pour le taux de dissipation ε spécifique, comme indiqué ci-dessous. (Nasiruddin et Kamran, 2007) [2].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \tag{IV-13}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \tag{IV-14}$$

Avec :

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \tag{IV-15}$$

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (\text{IV-16})$$

Et

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (\text{IV-17})$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (\text{IV-18})$$

En règle générale, les principales sources d'erreurs dans les résultats des nombres de Nusselt sont l'incertitude statistique de la surface moyenne des températures et la température de la masse du fluide [2].

$$T_{f,m} = T_b(x) = \frac{\int_A u(x,y).T(x,y).dA}{\int_A u(x,y).dA} \quad (\text{IV-19})$$

Les correspondants en moyenne le nombre de Nusselt sont les suivants:

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} = \frac{qwD_h}{\lambda_f(T_w - T_b)} \quad (\text{IV-20})$$

Et

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_h}{\lambda_f} \quad (\text{IV-21})$$

Le nombre de Reynolds pour une conduite rectangulaire est alors défini par :

$$Re = \frac{D_h U_{in} \rho}{\mu} \quad (\text{IV-22})$$

Le coefficient de frottement et de chute de pression dans les différentes sections est calculé en utilisant la relation:

$$f = \frac{2\tau_\omega}{\rho U^2} \quad (\text{IV-23})$$

$$\Delta P = \frac{f L \rho U^2}{2h} \quad (\text{IV-24})$$

### IV.5 Conditions aux limites

Ce travail adopte un écoulement turbulent d'air. Les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sont choisies en se basant sur les travaux de Demartini-al(2004) .

- Une vitesse uniforme unidimensionnelle est appliquée en tant que condition aux limites hydrauliques à l'entrée du canal.
- La pression à l'entrée de la conduite a été fixée à la jauge de zéro.
- Une température constante de 102°C (375K) a été appliquée sur les deux parois horizontales du domaine de calcul qu'autant qu'une condition à la limite thermique.
- La température de fluide utilisé était fixée à 27°C (300K) à l'entrée du canal.

Le domaine de calcul et les limites sont présentés comme suit: Les paramètres  $U$ ,  $k$ , ont été obtenus par un calcul numérique qui utilise le modèle  $k-\omega$  à bas nombre de Reynolds.

Les conditions aux limites par l'ensemble d'équations régissantes sont présentées ci-dessus [1]

a) *À l'entrée du canal  $Y=0$*

$$u = u_{in} , v = 0 , T = T_{in} \quad (IV-25)$$

b) *Les parois inférieures et supérieures de la conduite:*

sont maintenues à une température constante  $T_w$

c) *À l'interface de solide/fluide:*

les conditions suivantes sont appliquées :

$$\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \Big|_{\bar{N}} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \Big|_{\bar{N}} \quad (IV-26)$$

$$T_f \Big|_{\bar{N}} = T_s \Big|_{\bar{N}} \quad (IV-27)$$

Où  $\bar{N}$  est le vecteur vertical à la surface de l'interface considérée.

d) Condition à la sortie du canal

À la sortie, on assume que tous les gradients sont nuls.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = 0 \tag{IV-28}$$

Ou n est le vecteur vertical à la surface de l'interface considérée.

$$Re = \frac{\rho D_H U_0}{\mu} \tag{IV-29}$$

$$5000 < Re < 20000$$

Pour  $Re=5000$  
$$U_0 = \frac{Re \mu}{\rho D_H} \tag{IV-30}$$

$$U_0 = 0.45 \text{ m/s}$$

Le schéma du système physique étudié est représenté sur la figure (IV.2).

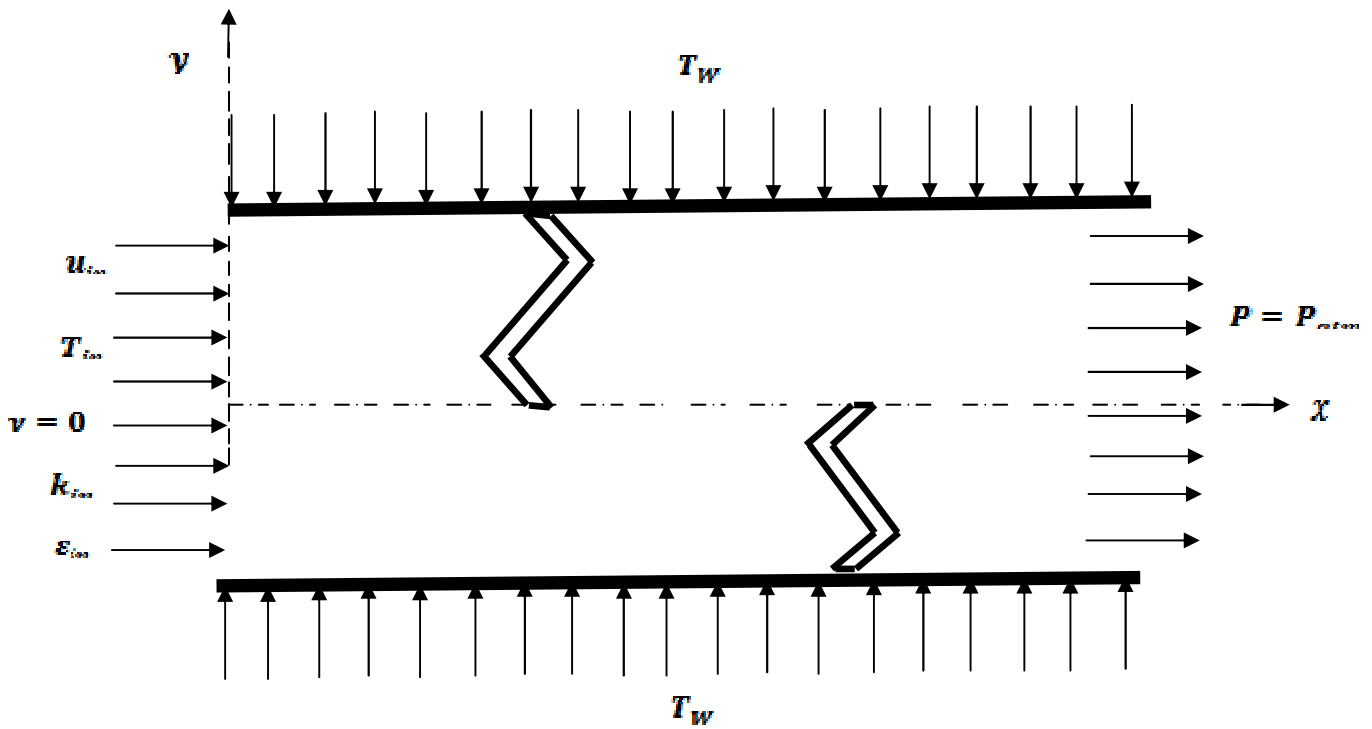


Figure IV.2: Schéma représentatif des conditions aux limites.

## IV.6 Les pertes de charge en régime turbulent

La transition d'un régime laminaire à un régime turbulent s'observe pour  $Re \approx 2000 = Re_c$  (nombre de Reynolds critique).

Pour un régime turbulent, les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination. En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds  $Re$  est grand.

Les frottements exercés par le fluide sur les parois sont beaucoup plus importants en écoulement turbulent. En régime établi, l'essentiel des frottements est dû à l'existence d'une toute petite zone au voisinage des parois, appelée couche limite visqueuse, où les gradients de vitesse sont très élevés, donc les phénomènes de viscosité jouent un très grand rôle.

Puisque les pertes de charge sont liées aux contraintes de frottement à la paroi de la conduite, elles dépendent non seulement des paramètres de l'écoulement, mais de l'état de surface (plus ou moins lisse ou rugueux) de cette paroi[6].

### IV.6.1 Calcul de l'intensité de transfert thermique

La température (moyenne) du fluide  $T_b(x)$  peut être définie par :

$$T_{f,m} = T_b(x) = \frac{\int_A u(x,y) \cdot T(x,y) dA}{\int_A u(x,y) \cdot dA} \quad (\text{IV-31})$$

Le nombre du *Nusselt* local est donné par :

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} = \frac{q_w D_h}{\lambda_f (T_w - T_b)} \quad (\text{IV-32})$$

Le nombre du *Nusselt* moyen instantané est calculé par :

$$\overline{Nu}(x) = \frac{1}{\tau_p} \int_0^{\tau_p} Nu(x) dt \quad (\text{IV-33})$$

Nombre de Nusselt pour une facette:

$$Nu_{face} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} Nu(x) dx \quad (\text{IV-34})$$

Nombre de Nusselt moyen instantané pour une facette:

$$\overline{Nu}_{face} = \frac{1}{\tau_p} \int_0^{\tau_p} Nu_{face} \quad (\text{IV-35})$$

Nombre de Nusselt moyen pour l'obstacle (chicane ou ailette)

$$Nu_{moyen} = \frac{\sum_1^3 Nu_{face}}{A_{face\ 1} + A_{face\ 2} + A_{face\ 3}} \quad (\text{IV-36})$$

La longueur caractéristique est le diamètre équivalent de la conduite :

$$D_e = 4HB / 2(B + H) \quad (\text{IV-37})$$

Le nombre de Reynolds pour une conduite rectangulaire est défini par :

$$Re = D_e v \rho / \mu = \frac{[4HB / (2B + 2H)] [m / (\rho BH)] \rho}{\mu} = \frac{2m}{\mu(B + H)} \quad (\text{IV-38})$$

La température moyenne de la plaque absorbante sera toujours plus grande que la température moyenne du fluide. Cela est dû à la résistance thermique entre la surface absorbante et le fluide en écoulement. La température moyenne de plat peut être employée pour calculer l'efficacité de collecteur.

### IV.6.2 Calcul des pertes de Pression

La pression moyenne dans une section est définie par:

$$P(x) = \int_{\delta_{isol}}^H P(x, y) dy \quad (IV-39)$$

La pression instantanée moyenne dans une section est définie par:

$$\overline{P(x)} = \frac{1}{\tau_P} \int_{\delta_{isol}}^{\tau_P} P(x, y) dx \quad (IV-40)$$

Facteur de frottement est donné par :

$$frott = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_m^2 (L/H)} \quad (IV-41)$$

## IV.7 Conclusion

Après avoir présenté la géométrie du problème et les équations qui régissent le phénomène de la convection en régime turbulent à l'intérieur d'une conduite rectangulaire. Nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement pour résoudre les équations de la dynamique des fluides.



**Référence bibliographique**

[1] **L.C. Dermatni, H. A. Vielmo and S. V. Moller, (2004)** « Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates », J. of the Braz. Soc. London Ser.

[2] **Nasir**

**uddin , M.H. Kamran Siddiqui,(2006)** « Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle », International Journal of Heat and Fluid Flow

[3] **Lesieur M.** Turbulence in Fluids. Netherlands: Springer 4th Revised and Enlarged Edition; 2008.

[4] **Friess C.(2010)** Modélisation hybride RANS/LES temporelle des écoulements turbulents. Thèse de doctorat, Université de Poitiers, France

[5] **Ansys Fluent. (2011)**Theory Guide. Release 14.0, USA;

# **Chapitre V**

## **Résultats et Interprétation**

### V.1 Introduction

Nous avons présenté la géométrie et les conditions aux limites du problème dans les chapitres précédents.

La distribution des points du maillage et la simulation numérique ont été faite respectivement par Gambit et le code de simulation Fluent.

Nous présentons dans ce chapitre les résultats de la simulation numérique obtenus par le code de calcul numérique utilisé. Le problème consiste comme cité au paravent à l'analyse et à l'étude du comportement d'un écoulement d'air en convection forcée turbulent passant dans un canal rectangulaire de diamètre hydraulique  $D_H$  et de longueur  $L$  muni de deux ailettes transversales, dont la première ailette située dans la partie supérieure du canal à  $x=0.223$  m et la deuxième située dans la partie inférieure du canal à  $x=0.375$  m de l'entrée.

### V.2 Choix du maillage

Un essai de l'indépendance de grille a été réalisé pour évaluer les effets des tailles de grilles sur les résultats. Dans cette étude, on a formé des couples  $(N_x, N_y) = (40, 10), (50, 15), (60, 20), (70, 25), (80, 30), (90, 35), (100, 40), (110, 45), (160, 70)$ . L'analyse des résultats montre que le choix  $(110, 45)$  est suffisant pour obtenir une indépendance des grandeurs présentées du maillage spatial. 1500 à 2500 itérations ont été utiles pour atteindre la convergence du code.

Des essais avec des grilles de maillages non uniformes ont été réalisés pour ces couples. L'analyse des résultats montre que le choix  $(110, 45)$  est suffisant pour obtenir une indépendance des grandeurs présentées du maillage spatial. Ce choix est justifié par le fait que la différence entre les valeurs trouvées est inférieure à 1,25%.

1500 à 2500 itérations ont été utiles pour atteindre la convergence du code.

| Grille                      | (40x10)    | (50x15)    | (60x20)    | (70x25)     |
|-----------------------------|------------|------------|------------|-------------|
| $\dot{q}_{max}$ Kg/s        | 0,08577815 | 0,08771847 | 0,0881338  | 0,08923231  |
| $U_{max}$ m <sup>2</sup> /s | 1,4308719  | 1,46323847 | 1,4701667  | 1,4884909   |
| $V_{max}$ m <sup>2</sup> /s | 0,02343008 | 0,02396007 | 0,02407352 | 0,02437357  |
| Grille                      | (80x30)    | (90x35)    | (100x40)   | (110x45)    |
| $\dot{q}_{max}$ Kg/s        | 0,09018343 | 0,09053433 | 0,09169389 | 0,092492267 |
| $U_{max}$ m <sup>2</sup> /s | 1,5043566  | 1,51021013 | 1,52955272 | 1,5389893   |
| $V_{max}$ m <sup>2</sup> /s | 0,02463337 | 0,02472922 | 0,0250459  | 0,02530724  |

Tableau V.1: Effet du maillage sur l'efficacité du capteur et la vitesse axiale moyenne

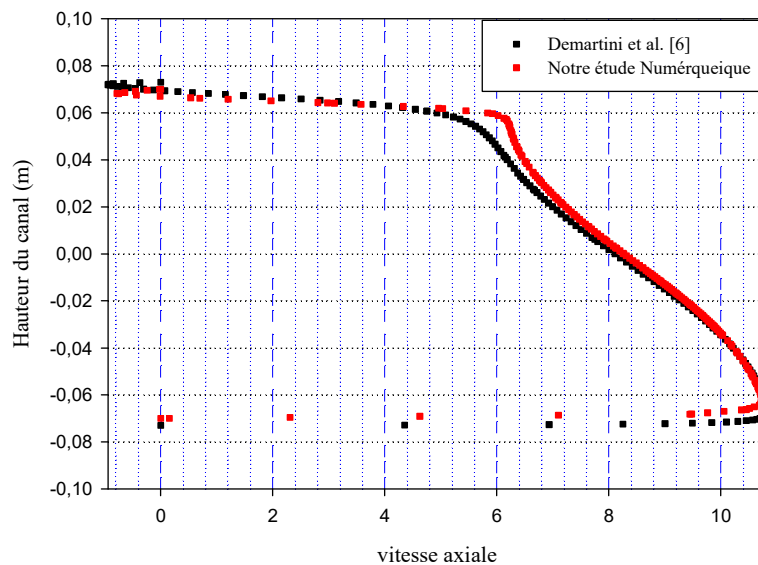
L'erreur relative entre les différentes solutions étudiée pour un paramètre  $\phi$  étudié est définie par la relation suivante :

$$Er = \frac{(\phi_{Noeud1} - \phi_{Noeud2})}{\phi_{Noeud1}} \quad (V.1)$$

Suite à ces résultats, il a été jugé important d'étudier l'influence du maillage sur les résultats des valeurs de quelques paramètres locaux. Pour cela, les profils axiaux de la vitesse axiale et de la température ont été calculés.

### V-3 Validation du modèle numérique

La comparaison entre les résultats numériques obtenus et les résultats expérimentaux de Dermatini et al est présentée sur la figure (V.1), la position axiale  $x=0.525$  m montre une bonne concordance entre les vitesses axiales.

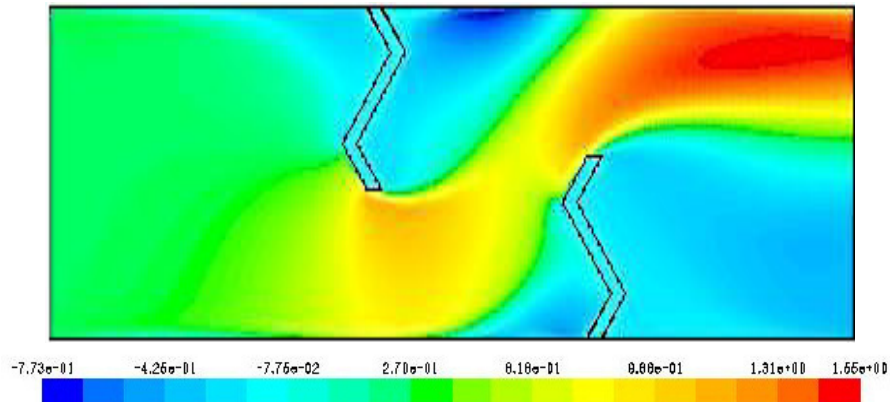


**Figure V.1: Validation de la simulation numérique avec les résultats numériques et expérimentaux de Dermatini et al**

Les résultats de la modélisation sont en bon accord avec les résultats expérimentaux rapportés par Demartini et al. (2004). Il est conclu que les profils de vitesse ne dépendent pas de manière significative de la forme de l'obstacle.

## V.4 Aspect hydrodynamique

### V.4.1 Présentation de contour, vecteur de la vitesse axiale



**Figure V.2: Champ de vitesse axiale dans le canal pour  $Re=5000$ .**

La Figure (V.2) montre que les valeurs de vitesse sont très faibles au voisinage des deux chicanes surtout dans les régions situées en aval, en raison de la présence des zones de recirculation.

On remarque une augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque chicane et les parois du canal.

L'augmentation de la vitesse est générée par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement.

Les plus hautes valeurs de vitesse apparaissent près du haut du canal avec un processus d'accélération qui commence juste après la seconde chicane.

### V.4.2 Profils de la vitesse axiale dans différentes sections dans le canal

Pour l'étude hydrodynamique à l'entrée du canal  $x=0$  m, nous avons choisi sept section:

$$x=0.159 \text{ m}, x=0.189 \text{ m}, x=0.225 \text{ m}, x=0.285 \text{ m}, x=0.315 \text{ m}, x=0.345 \text{ m}, x=0.525 \text{ m}$$

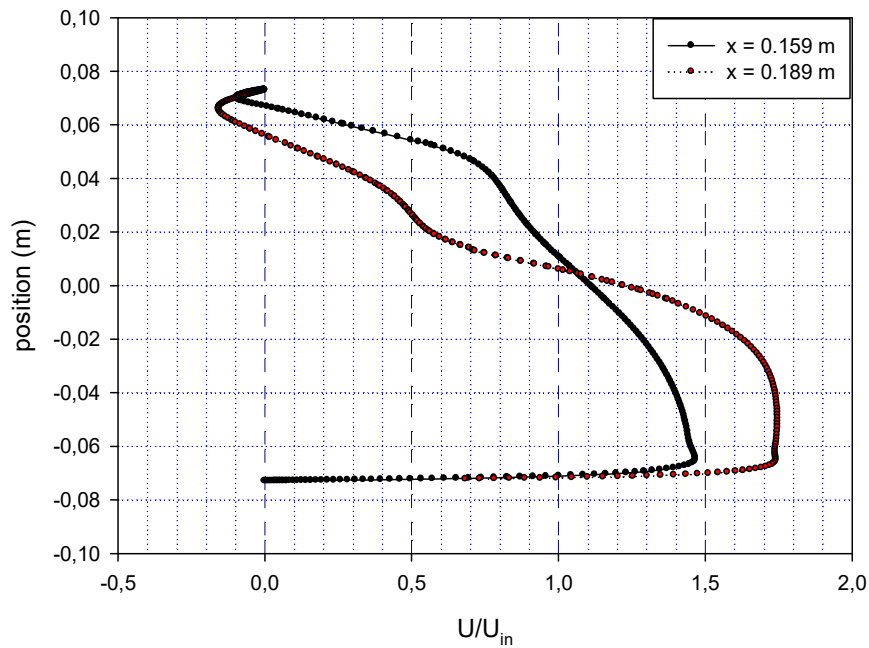


Figure V.3: Profil de la vitesse axiale en amont de la première ailette.

Les résultats numériques représentés par les profils de la vitesse axiale pour les sections  $x=0.159\text{ m}$  ,  $x=0.189\text{ m}$  , sont indiquées dans la figure ( V.3). Ces sections sont situées en amont de la première ailette, situé à  $x=0.223\text{ m}$  de l'entrée.

La présence de la première chicane qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte diminution de la vitesse, paradoxalement dans la moitié inférieure, là où on constate une augmentation du débit et surtout au voisinage du passage sous la chicane. Les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation derrière la première chicane.

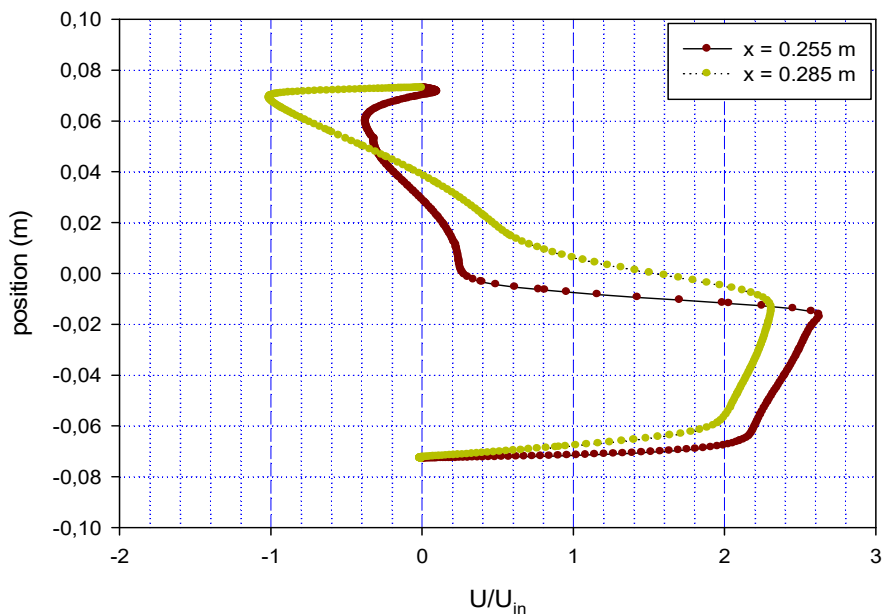
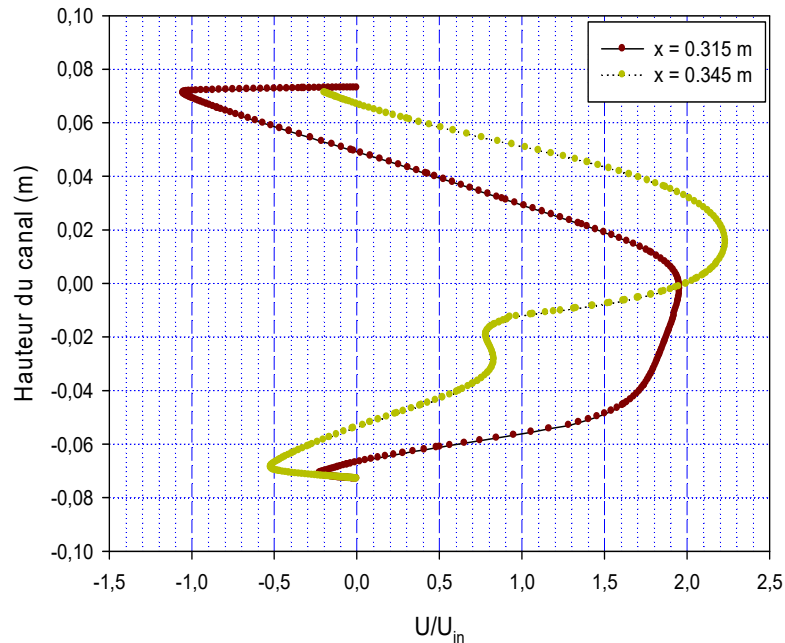


Figure V.4: Profil de vitesse axiale en aval de la première ailette.

Entre les deux ailettes, dans les sections  $x=0.225$  m et  $x=0.285$  m de l'entrée, l'écoulement est caractérisé par des vitesses très élevées à la plus basse partie du canal comme il est indiqué dans la Figure (V.4).

Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation derrière la première ailette.



**Figure V.5: Profils de vitesse axiale en amont de la deuxième ailette.**

La Figure (V.5) montre les profils de vitesse aux sections  $x=0.315$ m et  $x=0.345$ m avant la deuxième ailette.

En se rapprochant de la deuxième chicane, on constate que la vitesse de l'écoulement est réduite dans la partie inférieure du canal, tandis qu'elle augmente dans la partie supérieure.

Cette limitation dépend considérablement des zones de recirculation en amont et aval de la deuxième chicane. Ces zones sont caractérisés par des vitesses négatives.

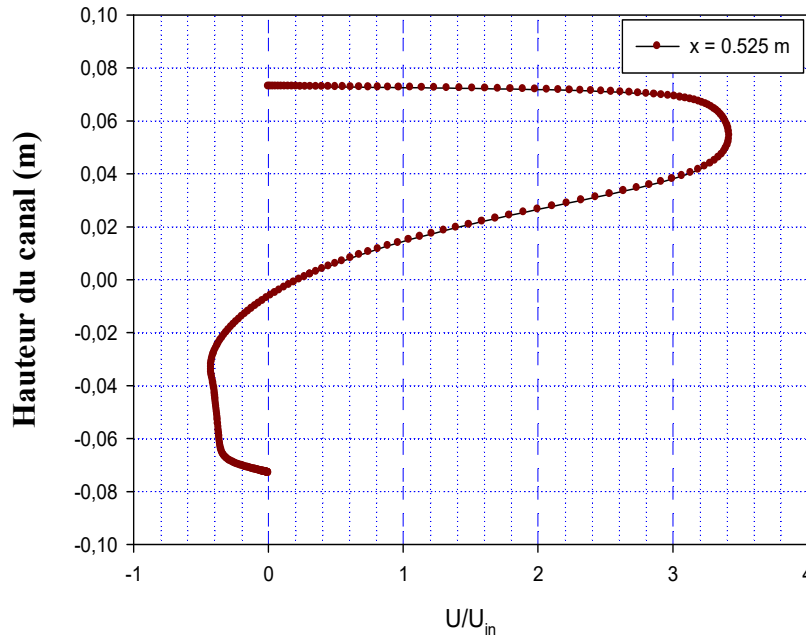


Figure V.6: Profil de vitesse près de la sortie du canal.

Les profils de vitesse à la sortie du canal, pour  $x=0.525$  m sont présentés dans la Figure (V.6). Les valeurs maximales de la vitesse axiale sont quatre fois plus que la vitesse de référence  $U_0$ . Ces valeurs sont engendrées par une forte recirculation de l'écoulement dans la face arrière de la seconde chicane.

#### V.4.3 L'influence du coefficient de friction

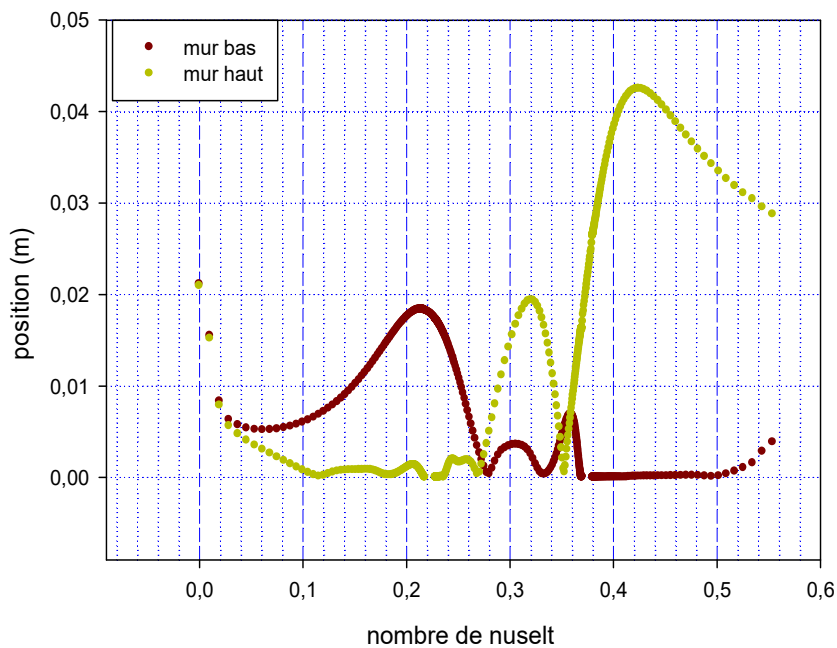


Figure V.7: L'influence du coefficient de friction sur la paroi inférieure et supérieure



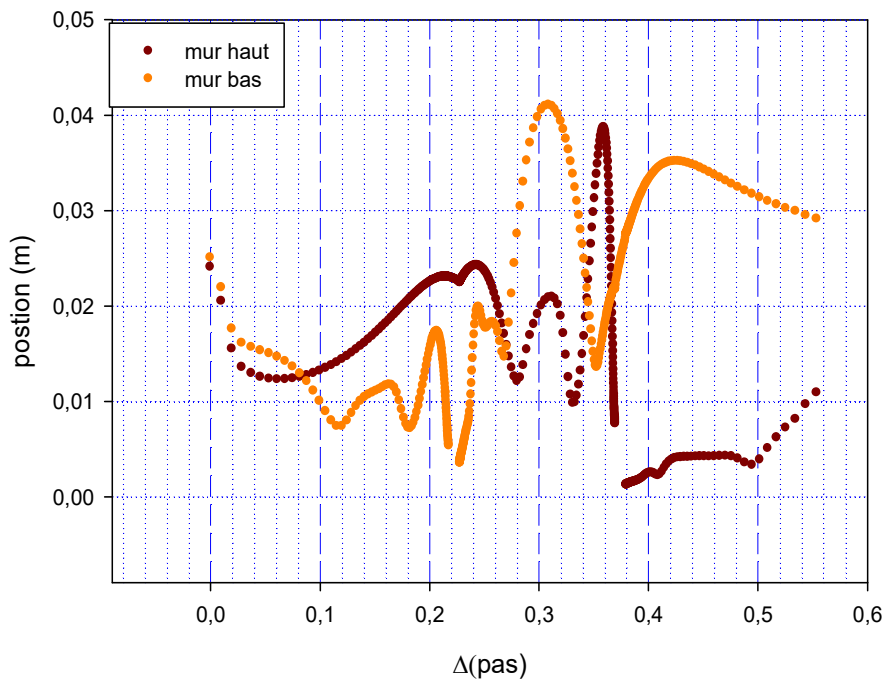
La Figure (V.7) montre l'influence du coefficient de friction le long de la paroi inférieure. On constate que les valeurs les plus élevées se trouvent en amont de la première chicane et à la sortie du canal. ces valeurs sont causées par l'orientation de l'écoulement de la deuxième chicane vers la partie inférieure du canal.

En général, l'augmentation du transfert de la chaleur dépend du coefficient de friction en induisant une augmentation de la chute de pression.

On remarque que les valeurs les plus élevées du coefficient de friction se trouvent dans la zone intermédiaire des chicanes et à la sortie du canal à cause de la recirculation du fluide. L'augmentation du coefficient de friction est causée par l'orientation de l'écoulement.

En raison de l'absence des obstacles, les faibles valeurs de coefficient de frottement se localisent en amont de la première chicane.

**V.4.4 Vérification des pertes de charge  $y^+$**



**Figure V.8: La variation des pertes de charge sur la paroi inférieure et supérieure**

Dans la couche limite près des parois, les pertes de charge sont liées aux contraintes de frottement.

On constate que les valeurs les plus élevées se trouvent en amont de la première chicane et à la sortie.

l'augmentation de ces valeurs est causée par l'orientation de l'écoulement de la deuxième chicane vers la partie inférieure du canal comme l'indique la Figure (V-8).

les valeurs les plus élevées se trouvent dans la zone intermédiaire des chicanes et à la paroi supérieure.

l'absence des obstacles conduit à des faibles valeurs de pertes qui se localisent en amont de la première chicane (Figure (V-8)).

#### V.4.5 Effet de la variation du nombre de Reynolds sur la vitesse de l'écoulement

l'effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de vitesse axiale dans différentes sections de la conduite ( $x=0.189\text{ m}$ ,  $x=0.255\text{ m}$ ,  $x=0.345\text{ m}$  et  $x=0.525\text{ m}$ ), est montré sur les figures (V.9), (V.10) et (V.11)

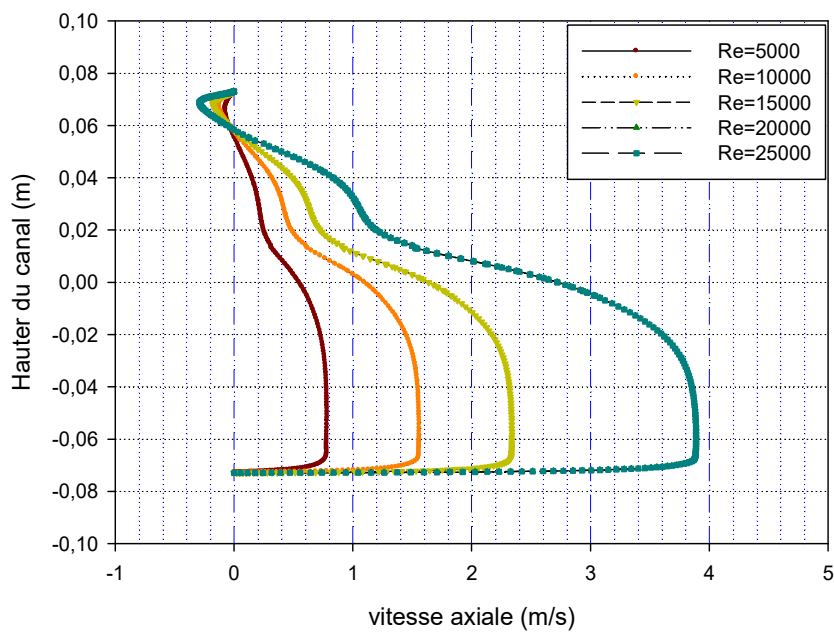


Figure V.9: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane ( $x=0.189\text{ m}$ )

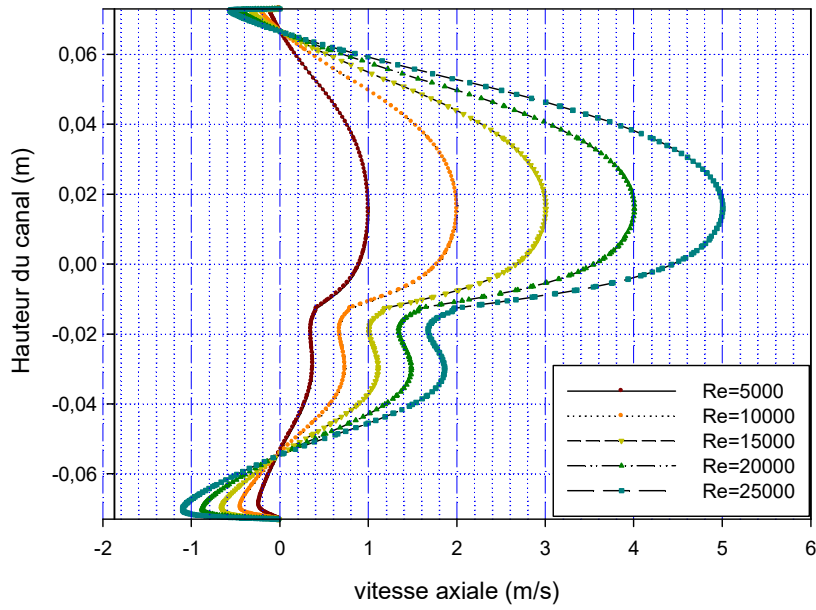


Figure V.10: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane ( $x=0.255$  m)

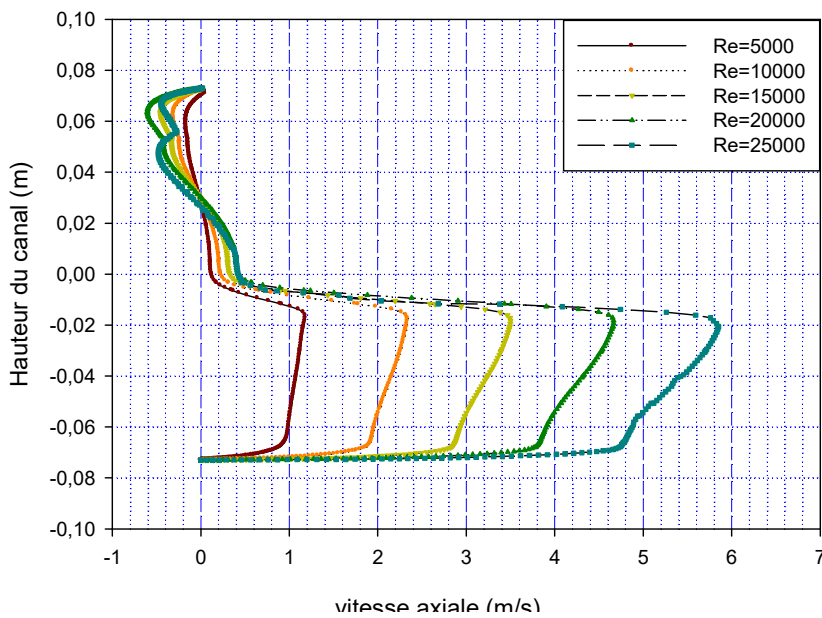
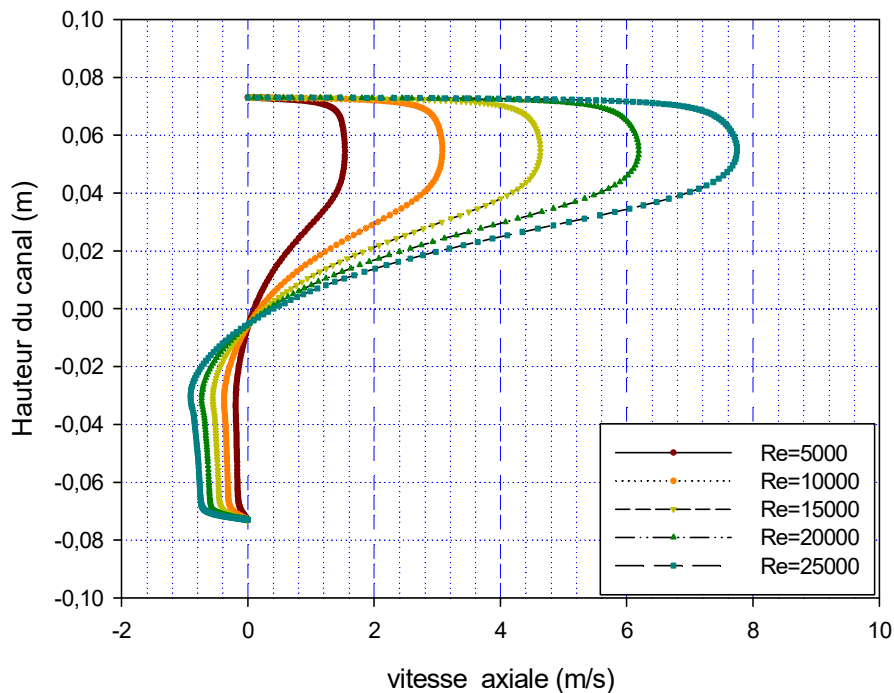


Figure V.11: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale.



**Figure V.12: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale près de la sortie du canal ( $x=525$  m).**

Pour des variations du nombre de Reynolds allant de 5000 à 25000, l'écoulement d'air s'accélère à l'entrée du canal vers la sortie. La longueur des régions de recyclage est proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds.

L'augmentation du nombre de Reynolds de l'écoulement cause des zones de recyclage pour un nombre Reynolds allant de 5000 à 25000.

#### V.4.6 Effet de la variation du nombre de Reynolds sur le coefficient de friction local

L'effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient de friction local le long des parois supérieure et inférieure, est montré dans les figures (V-13) et (V-14) respectivement.

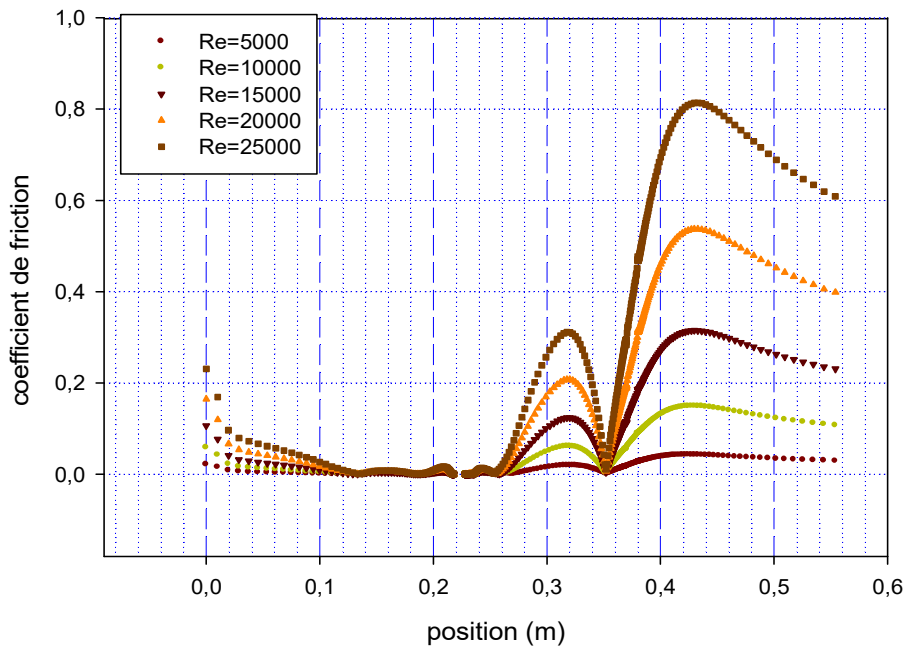


Figure V.13: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient du frottement

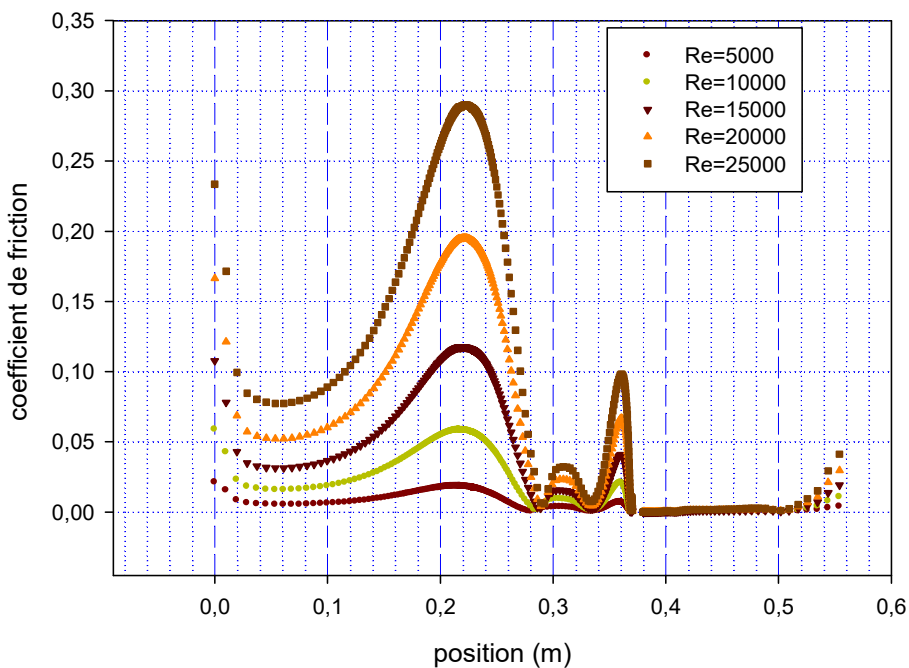
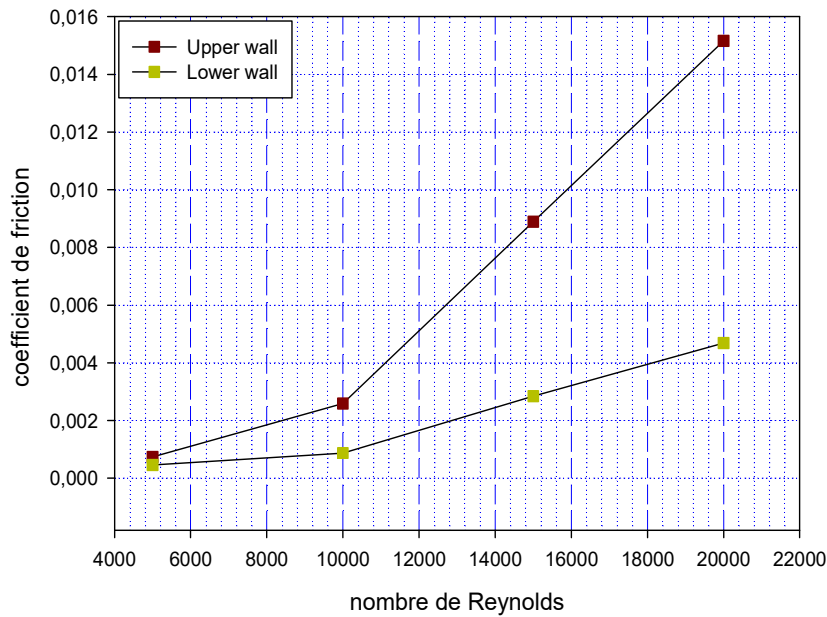


Figure V.14: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient frottement

D'après les figures (V.13) et (V.14) on remarque que le coefficient de frottement le long des deux parois varie légèrement en amont de la première chicane, il croit brusquement entre les chicanes et à près de la sortie du canal. Cela est dû à la grande vitesse de l'écoulement.



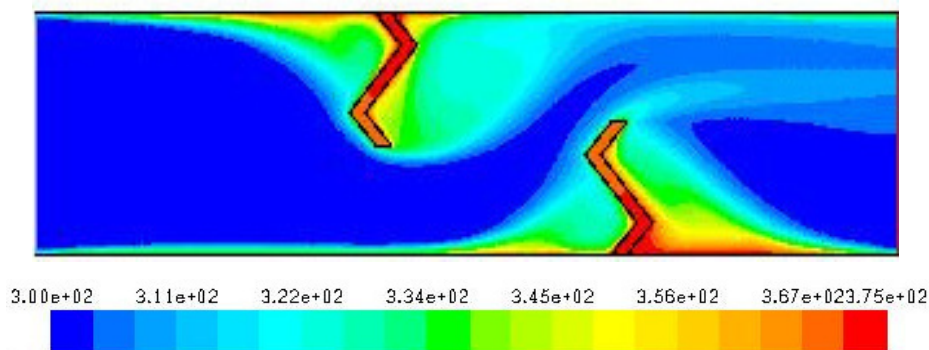
**Figure V.15: Variation du coefficient de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds le long de la paroi inférieure du canal, pour les deux formes de chicane**

La forme de chicane adopté dans notre étude nous conduit à étudier l'influence du nombre de Reynolds sur la variation du coefficient de friction. Les résultats sont présentés sur la figure (V.15).

On constate que l'augmentation du nombre de Reynolds allant de 5000 jusqu'à 25000 induit à une augmentation du coefficient de frottement et par conséquent une chute de pression.

### V.5 Aspect thermique

#### V.5.1 Présentation de contour de la température totale



**Figure V.16: Distribution de champ de température dans le canal.**

Nous avons étudié la distribution du champ de la température le long du canal. Les résultats sont présentés sur la figure (V.16). On remarque que la température de l'air dans les zones de recirculation (après chaque ailette) est sensiblement élevée. Une baisse de température dans les zones situées en amont de chaque ailette est observée. Les zones les plus chaudes sont, pour la plupart, localisées au voisinage des parois et aux extrémités des ailettes.

### V.5.2 Présentation des profils températures totales

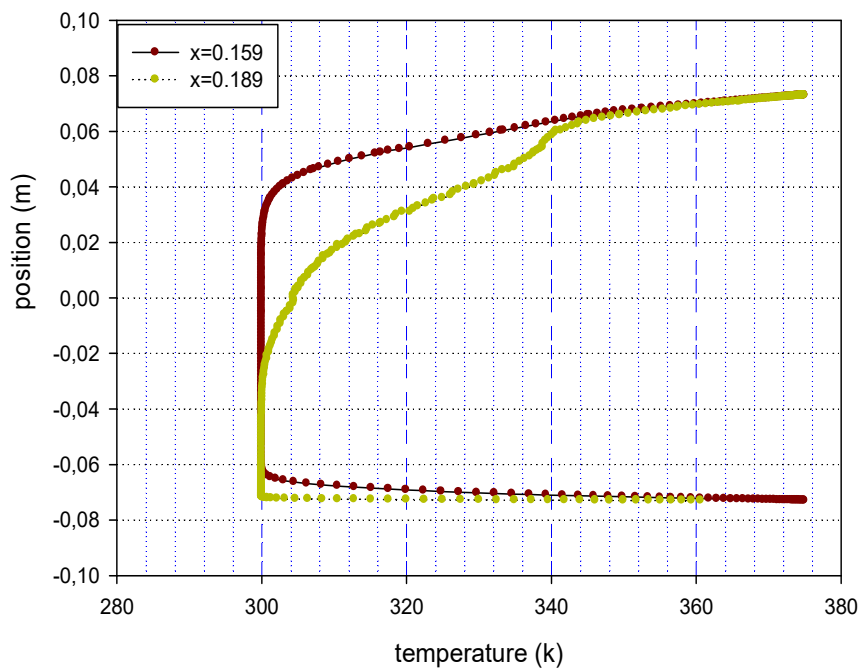


Figure V.17: Profil de la température en amont de la première chicane.

Les résultats numériques concernant les profils de la température pour les sections  $x=0.159$  m,  $x=0.189$  m, sont indiqués dans la figure (V.17).

La présence de la première chicane qui se trouve dans la moitié de la paroi supérieure du canal induit à une forte augmentation de la température.

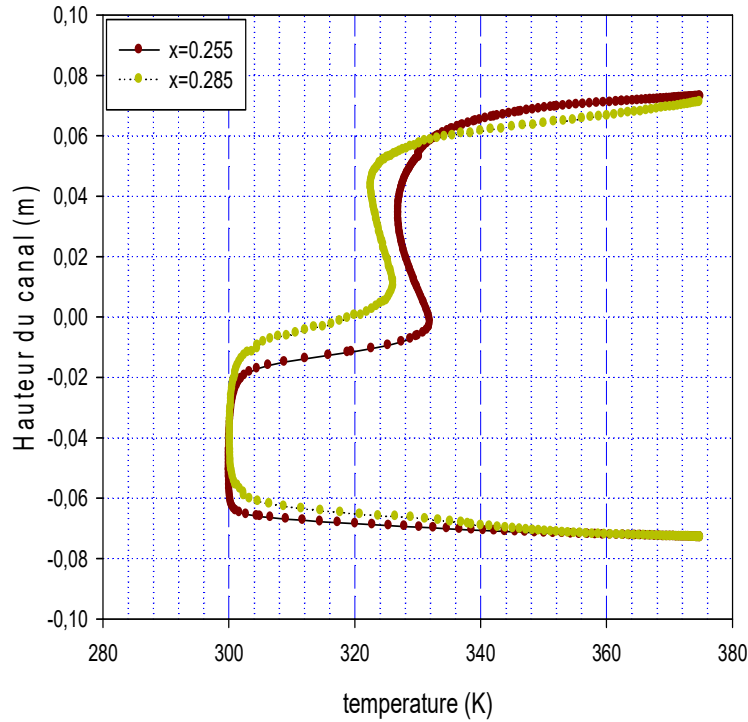


Figure V.18: Profil de température en aval de la première chicane

Entre les deux ailettes, dans les sections  $x=0.255$  m et  $x=0.285$  m à l'entrée, la figure (V.18) indique que l'écoulement est caractérisé par des températures très élevées. Cela est dû à la position proche des sections avec les ailettes.

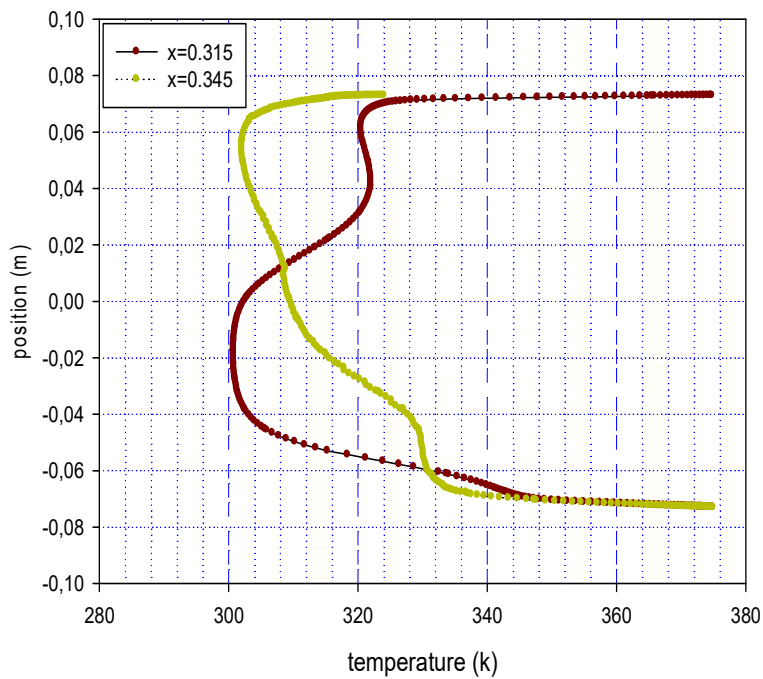
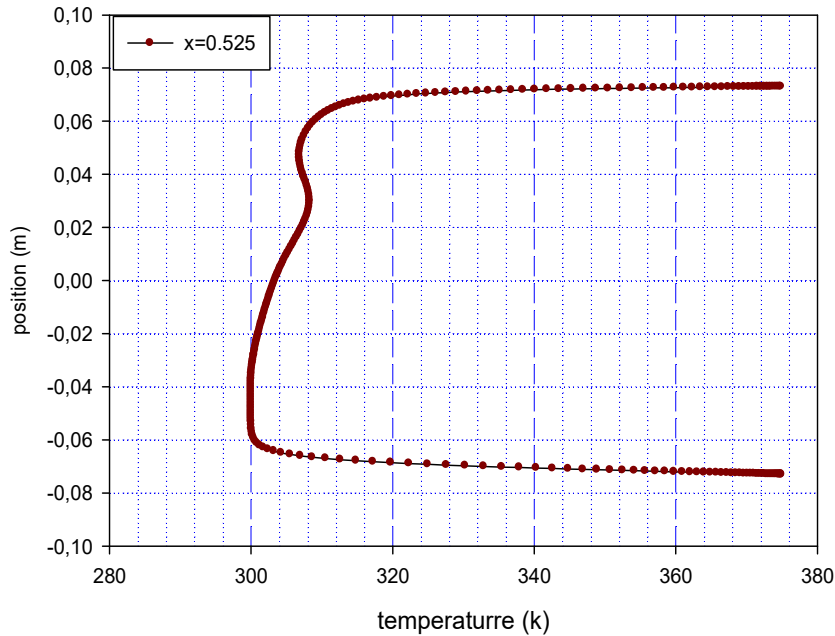


Figure V.19: Profils de la température en amont de la deuxième chicane.



La Figure (V.19) illustre la variation des profils de température aux positions données par  $x=0.315$  m et  $x=0.345$  m avant la deuxième ailette.

On constate que la température de l'écoulement dans la partie inférieure du canal augmente en se rapprochant de la deuxième chicane.



**Figure V.20: Profil de température près de la sortie du canal.**

À la sortie du canal, pour  $x=0.525$  m on a présenté la variation des profils de température sur la Figure (V.20). Les valeurs de la température diminuent près de la sortie du canal.

### Conclusion

D'après l'analyse des résultats numériques des profils de la vitesse axiale et de la température totale pour différentes sections, on remarque que la température dépend de la variation de la vitesse. Plus la vitesse augmente, la température diminue. Autrement dit, il existe une proportionnalité inverse entre la vitesse axiale d'air et la température dans chaque section transversale.

V.5.3 Profils du nombre de Nusselt le long des parois supérieure et inférieure du canal

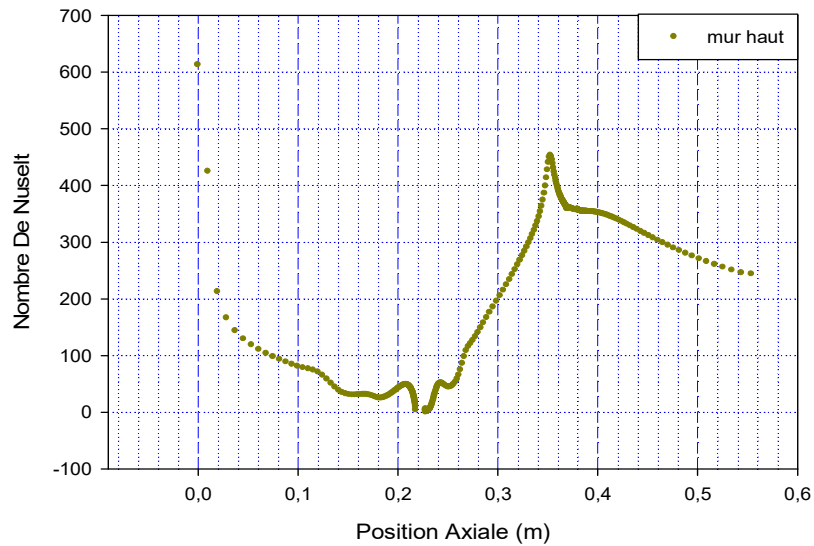


Figure V.21: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi et de la chicane supérieure.

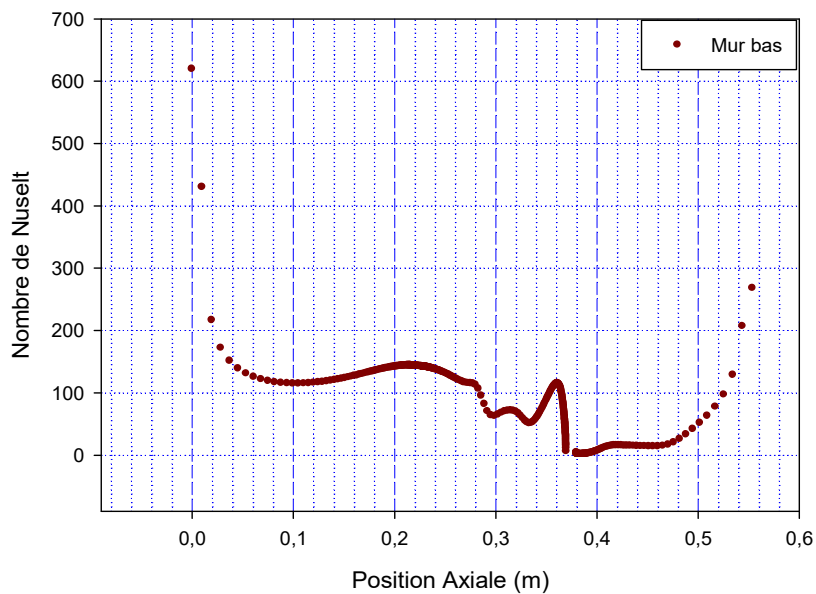


Figure V.22: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi et de la chicane inférieure.

Les figures présentées ci-dessus (figure V.21 et figure V.22) nous illustrent la distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi et des chicanes inférieure et supérieure.

On remarque que le nombre de Nusselt croit vers sa valeur maximale, à l'entrée du canal et entre les deux chicanes et près de la sortie.

La croissance du nombre de Nusselt est le résultat d'une accélération intense de la re-circulation de l'écoulement dans cette zone, elle favorise une augmentation de l'échange thermique.

Par la suite, on présente le taux de transfert de chaleur caractérisé par le profil du nombre de Nusselt déterminé pour différentes valeurs du nombre de Reynolds : 5000, 10000, 15000, 20000 et 25000 figure (V.23).

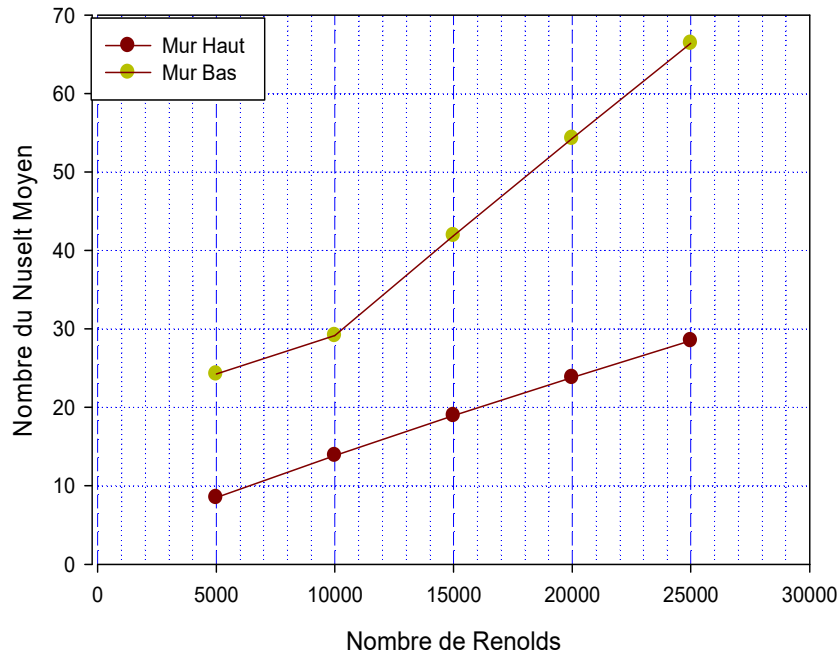


Figure V.23: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

Les résultats présentés sont par rapport à tous les cas du minimum et du maximum du nombre de Nusselt. On constate que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds.

La valeur minimale, située dans la première partie du canal, est due au début d'échauffement de l'air, en présence de la première ailette. L'ailette se trouve dans la moitié supérieure du canal, elle induit une forte diminution de la vitesse.

V.5.4. Effets de la variation du nombre de Reynolds sur la température de l'écoulement

La variation des températures totales en fonction du nombre de Reynolds dans différentes sections du canal ( $x=0.189\text{m}$ ,  $x=0.255\text{m}$ ,  $x=0.345\text{m}$  et  $x=0.525\text{m}$ ) sont présentées dans les figures (V.24), (V.25) (V.26) et (V.27).

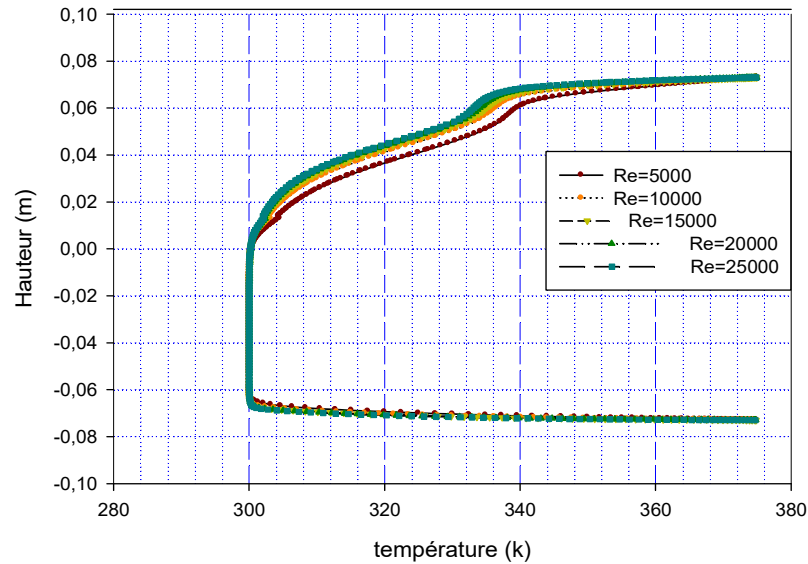


Figure V.24: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température en amont de la première chicane ( $x=0.189\text{ m}$ ).

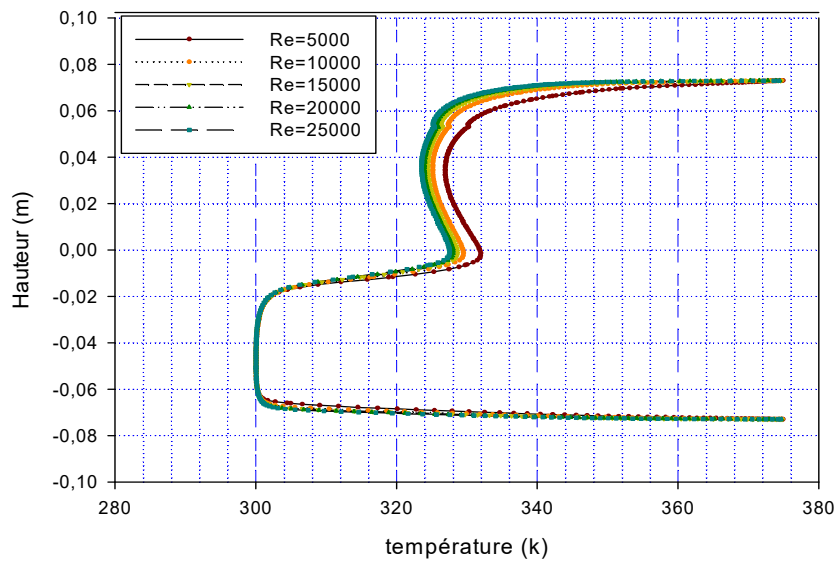


Figure V.25: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température en aval de la première chicane ( $x=0.255\text{ m}$ ).

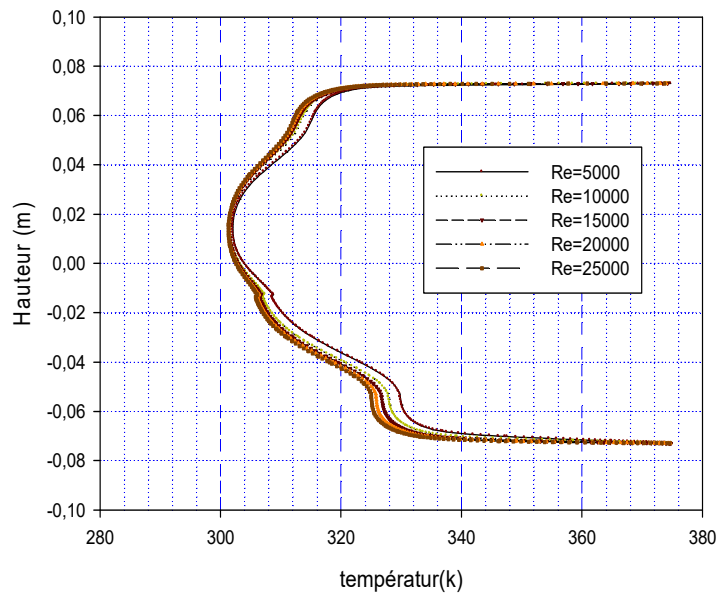


Figure V.26: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température en amont de la deuxième chicane ( $x=0.345$  m).

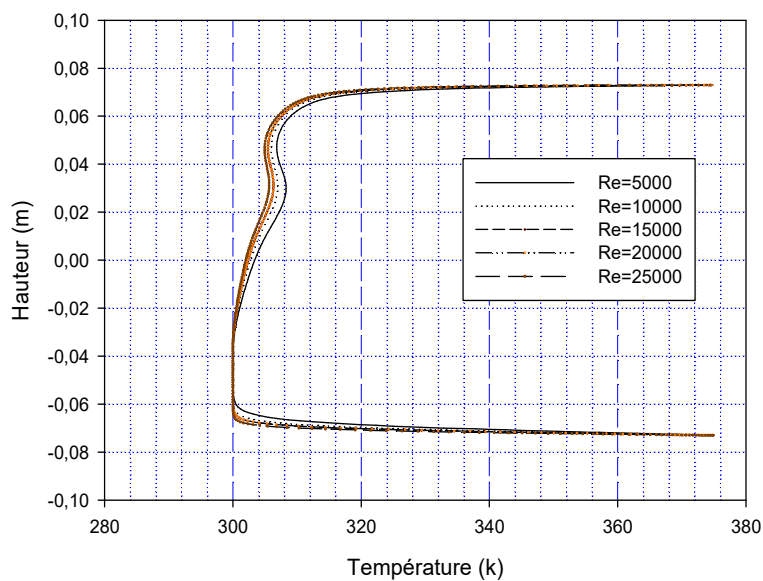


Figure V.27: Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de température à la sortie du canal ( $x=0.525$ m).

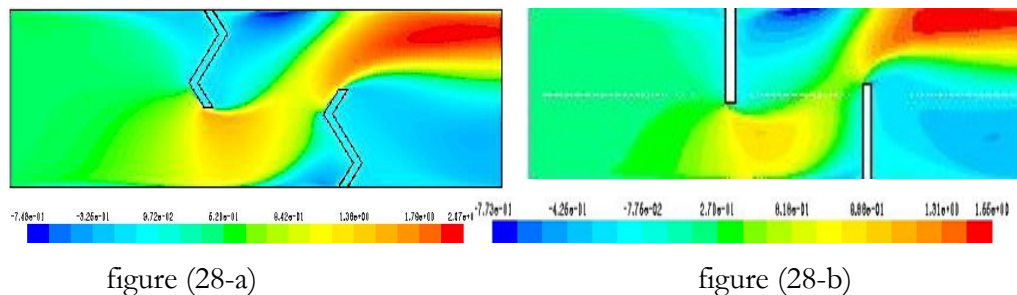
Pour des variations du nombre de Reynolds allant de 5000 à 25000. On constate que le nombre Reynolds élevé pour de faibles valeurs de températures donc il y a une proportionnalité inverse entre l'augmentation du nombre de Reynolds et de la température totale pour chaque section transversale du canal.

## V.6 Comparaison des résultats

### V.6.1 Aspect hydrodynamique

#### V.6.1.1 Présentation de contour, vecteur de la vitesse axiale

Le modèle physique à étudier se compose d'un canal horizontal bidimensionnel de section rectangulaire à parois rigides, immobiles et isothermes, contenant deux chicanes transversales figure (V-28) en deux formes différentes. la première chicane est de forme zigzague (figure 28a) et la deuxième chicane est de forme plane (figure 28b).



**Figure V.28: champ de vitesse pour les deux cas étudiés**

La figure (V.28) montre la variation du champ de vitesse pour les deux cas traités , chicanes zigzague (a), chicanes rectangulaires(b). On remarque clairement que les valeurs de la vitesse sont très faibles au voisinage des deux chicanes surtout dans les régions situées en aval, en raison de la présence des zones de re-circulation.

On remarque aussi l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque chicane et les parois du canal, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement.. On constate aussi que les plus hautes valeurs de vitesse apparaissent près du haut du canal avec un processus d'accélération qui commence juste après la seconde chicane.

#### V.6.1.2 Profils de la vitesse axiale dans différentes sections dans le *canal*

Les profils des vitesses axiales moyennes pour les différents types de chicanes étudiées, à savoir une chicane sous forme zigzague ou chicane plate sont données respectivement sur les figures (V.29-V.30-V.31-V.32-V.33-V.34-V.35) pour différentes sections :  $x=0.159$  m,  $x=0.189$  m,  $x=0.255$  m,  $x=0.285$  m,  $x=0.315$  m,  $x=0.345$  m et  $x=0.525$  m.

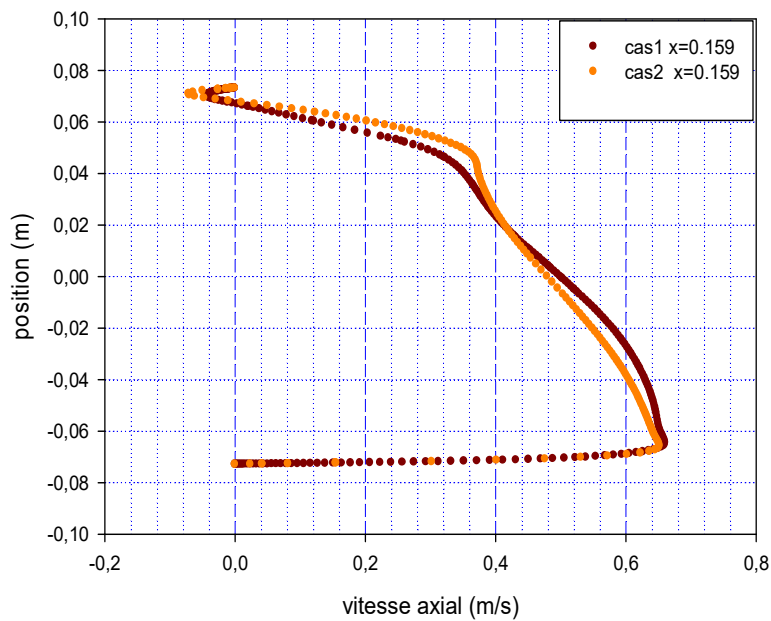


Figure V.29: Profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane pour les deux formes de chicanes traitées  $x=0.159$  m

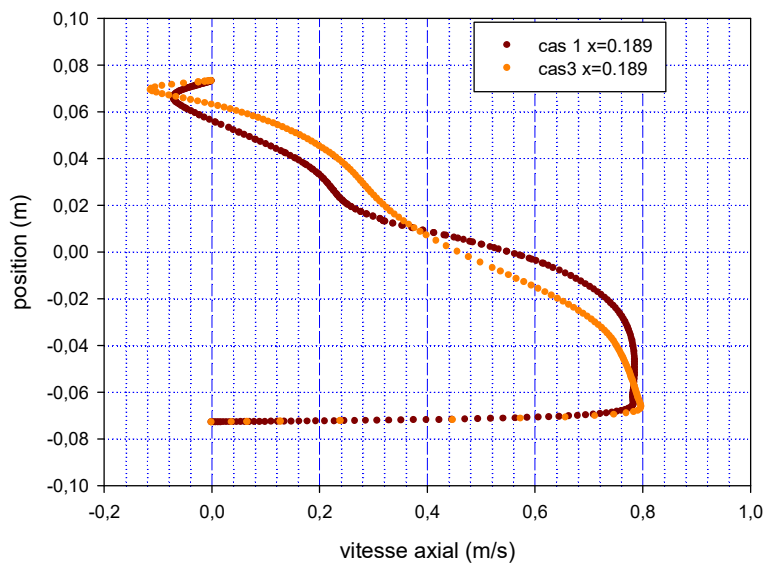


Figure V.30: Profils de la vitesse axiale en amont de la première chicane pour les deux formes de chicanes traitées  $x=0.189$ m

Les figures (V.29-V.30) présentent les profils de vitesse en amont de la première chicane dans les deux cas traités pour les deux sections à  $x=0.159$  m et à  $x=0.189$  m. On remarque que la position de la première chicane qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte diminution de la vitesse. Paradoxalement, dans la moitié inférieure, on constate une augmentation du débit et surtout au voisinage de la chicane.

Les résultats montrent aussi que la forme de la chicane (rectangulaire ou zigzague) n'influe pas sur le comportement dynamique de l'air en amont de la première chicane.

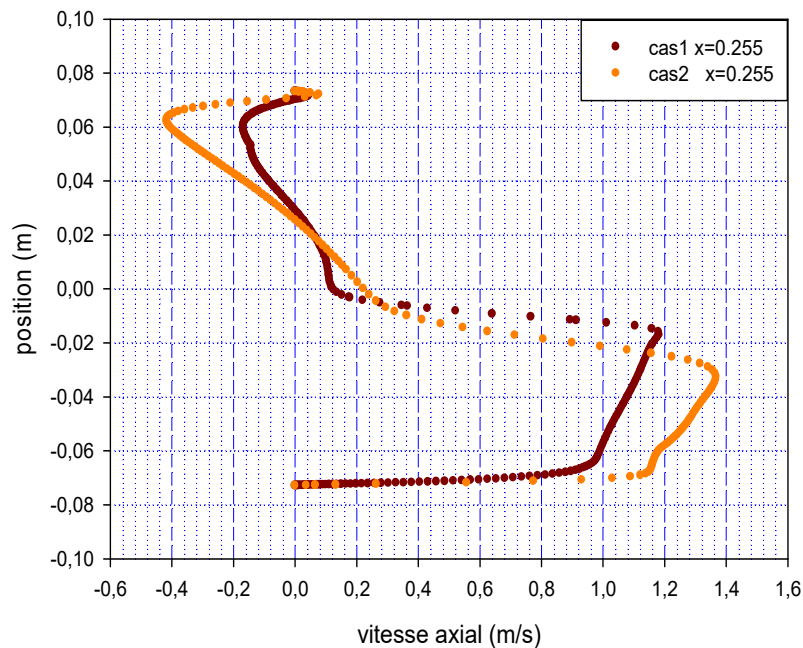


Figure V.31: Profils de vitesse entre la première et la deuxième chicane  $x=0.255m$

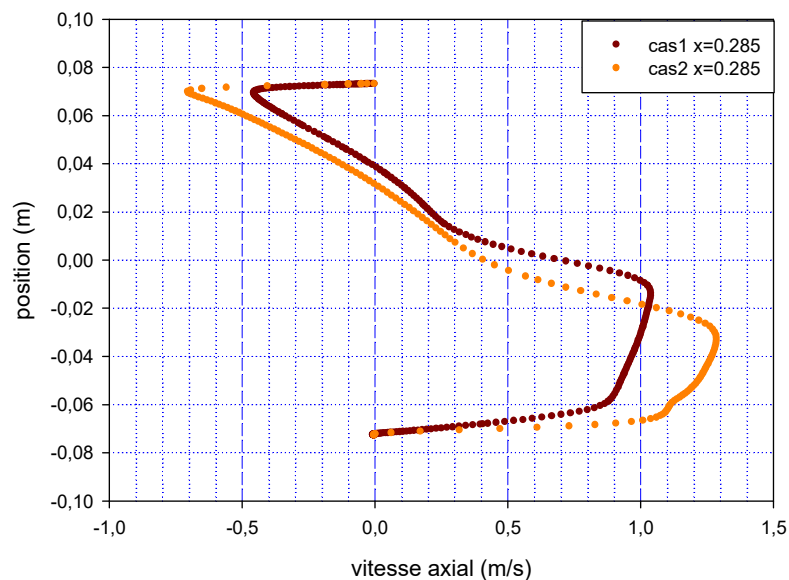


Figure V.32: Profils de vitesse entre la première et la deuxième chicane  $x=0.285m$

Dans la zone intermédiaire, à des endroits égaux à  $x=0.255 m$  et  $x=0.285 m$  de l'entrée, l'écoulement est caractérisé par des vitesses très élevées à la plus basse partie du canal. Sa grandeur mesure presque trois fois la vitesse de référence.



Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence de la recirculation de l'écoulement derrière la première chicane. On remarque aussi que l'écoulement en présence de chicanes de formes zigzague s'accélère de plus en plus de gauche vers la droite en augmentant la taille de la zone de re-circulation figures (V.31-V.32)

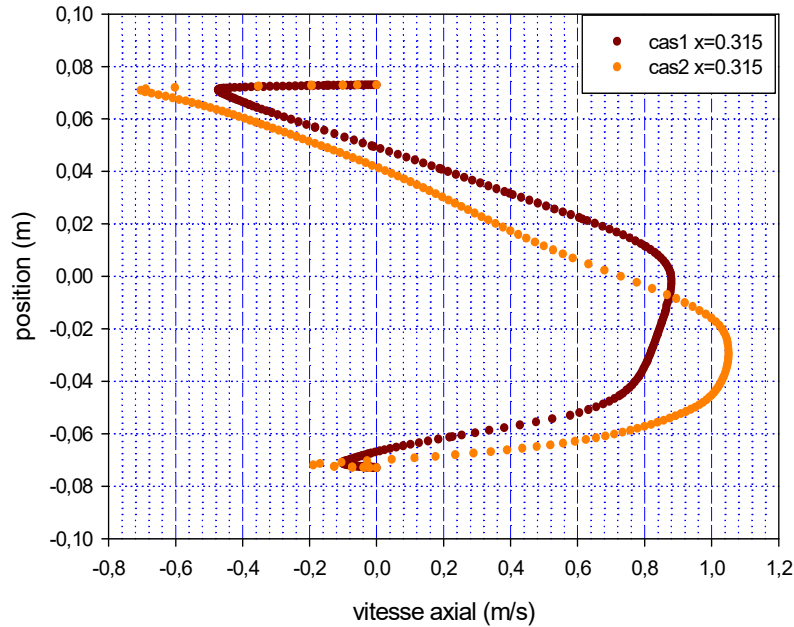


Figure V.33: Profils de la vitesse axiale en amont de la deuxième chicane(x=0.315 m).

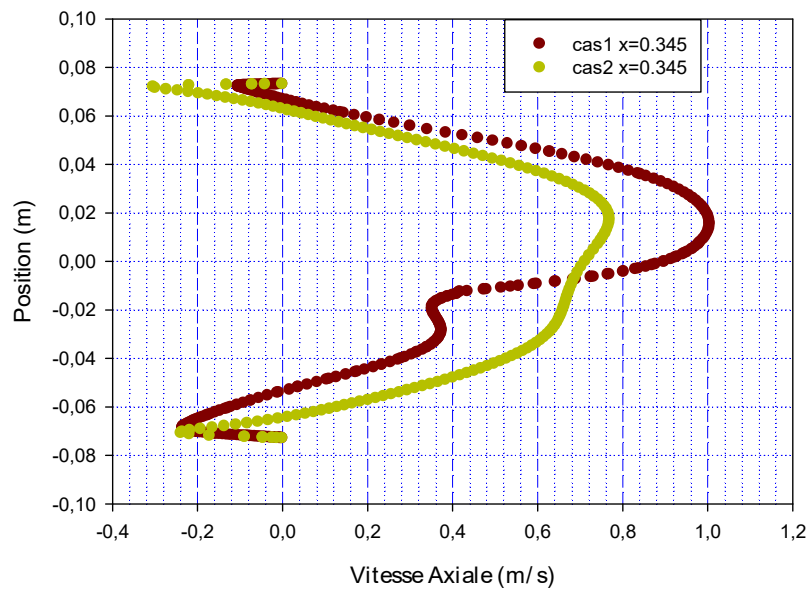


Figure V.34: Profils de la vitesse axiale en amont de la deuxième chicane(x=0.345 m).

Correspondant à des positions  $x = 0,315$  m et  $x = 0,345$  m respectivement, les résultats montrent que la température de l'écoulement augmente au bas du canal, en se rapprochant de la deuxième chicane, tandis que dans la partie supérieure elle diminue.

On remarque aussi que l'utilisation des chicanes zigzagues assure des températures plus élevées que celui des chicanes rectangulaires (figure V.34).

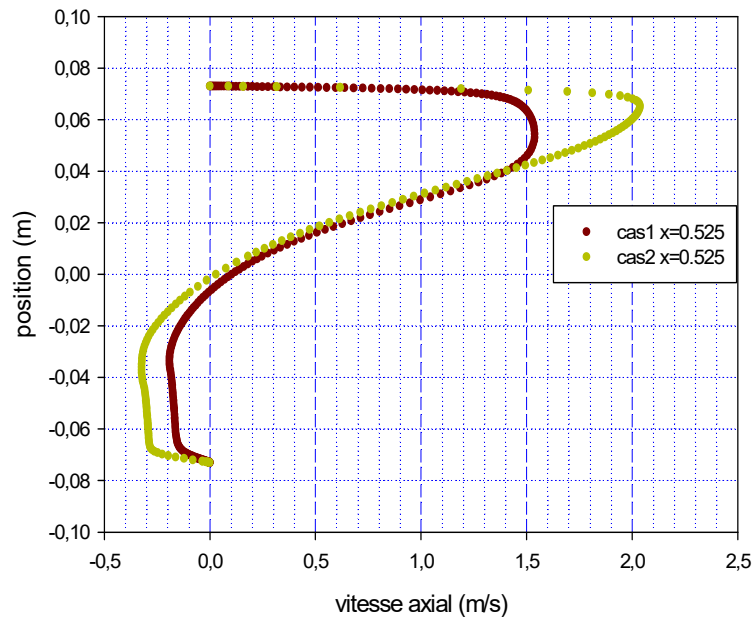


Figure V.35: Profils de la vitesse axiale près de la sortie du canal ( $x=0.525$  m).

Les valeurs maximales de la vitesse axiale dans les deux cas atteints environ  $2.05\text{m/s}$ , soit 4.5 fois plus élevées que la vitesse d'entrée ( $0.45\text{m/s}$ ). L'augmentation de la vitesses est causée par des zones de recyclage de l'écoulement (figure V.35).

On constate que notre cas assure une vitesse plus élevée que celui de Dermatni [1]

V.6.1.3 Profils du coefficient de friction le long des parois supérieures et inférieure

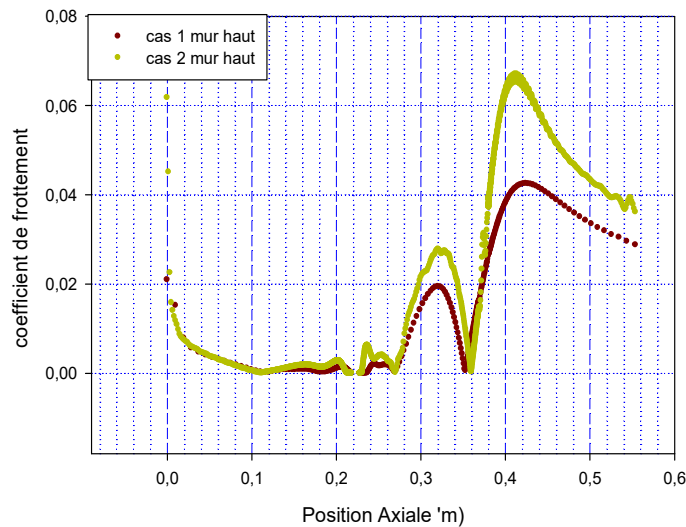


Figure V.36: Variation du coefficient de friction local le long de la paroi haute du canal

La figure (V.36) présente la variation du coefficient de friction local le long de la paroi haute du canal, on remarque que les valeurs les plus élevées du coefficient de friction se trouvent dans la zone intermédiaire à cause de la recirculation du fluide. Les faibles valeurs du coefficient de friction se localisent en amont de la première chicane et c'est dû à l'absence des obstacles.

Le coefficient de friction induit à une augmentation de la chute de pression.

La forme plane des chicanes induit à des pertes élevées.

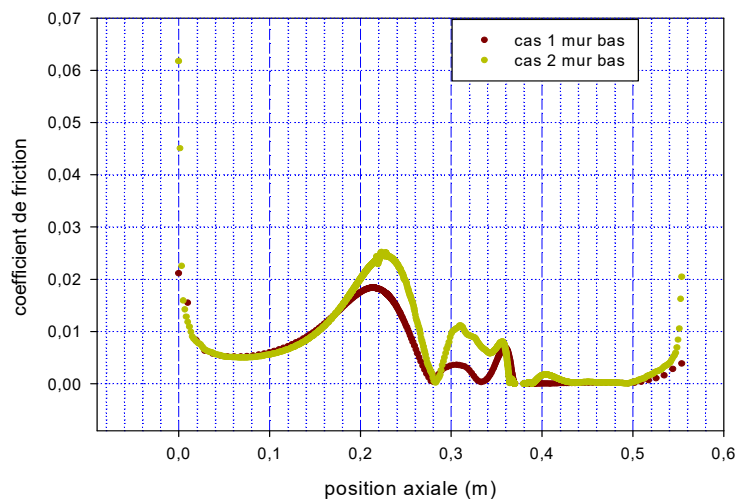


Figure V.37: Variation du coefficient de friction local le long de la paroi basse du canal.

Concernant la variation du coefficient de friction le long de la paroi inférieure, l'augmentation du coefficient de friction est dû à l'orientation de l'écoulement par la première ailette vers la partie inférieure du canal

on constate aussi des valeurs des pertes de charge élevées dans la forme plane figure (V.37) .

Il est intéressant d'étudier l'influence des nombres de Reynolds sur la variation du coefficient du frottement

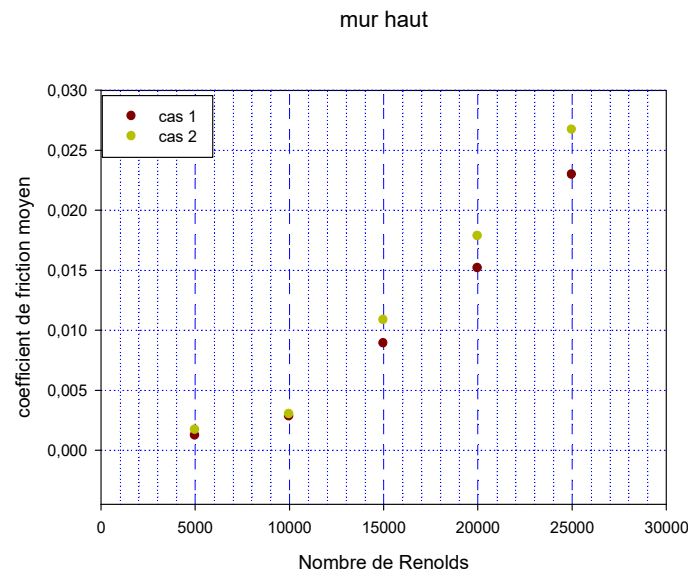


Figure V.38: Variation du coefficient de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds

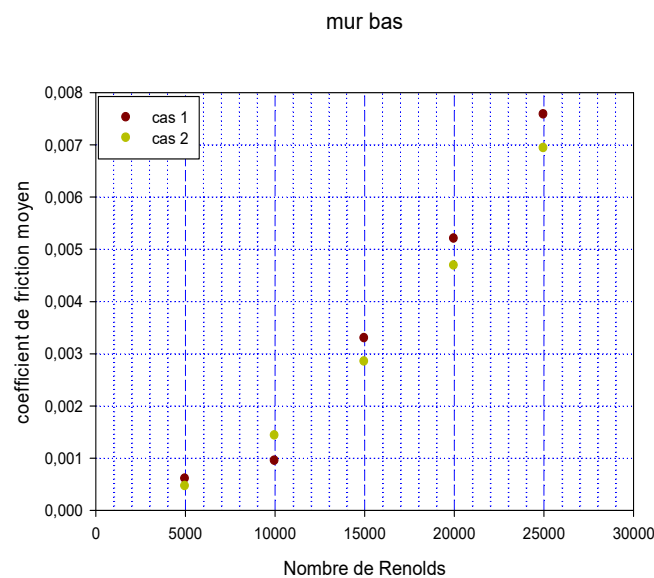


Figure V.39: Variation du coefficient de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds

L'étude de l'influence du nombre de Reynolds sur la variation de coefficient de friction est présente dans les figures (V.38) (V.39)

On constate que pour les deux formes de chicanes et pour un Reynolds qui augmente de 5000 jusqu'à 25000, le coefficient de frottement croit, par conséquent une chute de pression, plus considérablement après une valeur de Reynolds égal à  $7,5812 \times 10^3$  dans la paroi supérieure.

## V.6.2 Aspect thermique

### V.6.2.1 Présentation de contour de température total

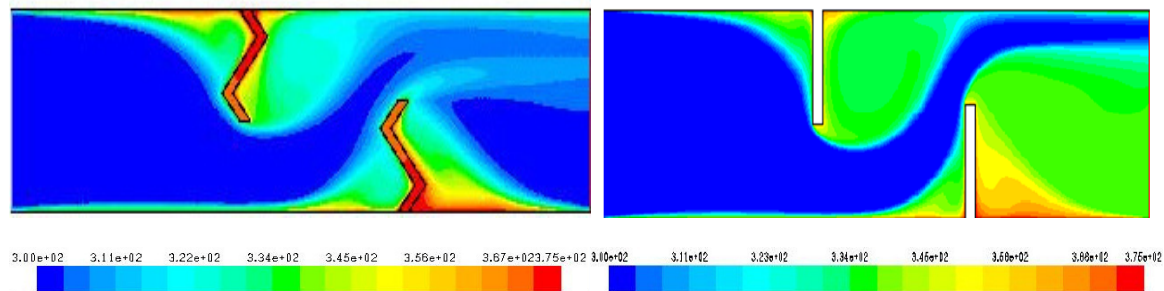


figure (40-a)

figure (40-b)

**Figure V.40: champ de vitesse pour les deux cas étudiés**

Le champ de température totale pour les deux cas traités (A) : chicanes zigzag et (B) : chicanes rectangulaire comme indiqué sur la figure (V-40), montre une baisse de température dans les régions situées entre le bout de chaque chicane et les murs de canal.

Les zones les plus chaudes sont localisées au voisinage des parois et aux extrémités des chicanes.

On constate aussi que les valeurs de température totale sont sensiblement élevées au voisinage des deux chicanes surtout dans les régions situées en aval de la deuxième chicane.

La température de l'air augmente dès que le fluide se retrouve de nouveau en contact avec les chicanes, et ceci se répète d'une manière analogue d'une section à une autre.

### V.6.2.2. Profil de température totale dans des sections différentes du canal

Les profils des vitesses axiales moyennes pour les différents types de chicanes (zigzag ou plane) sont présentés dans les figures (V.29-V.30-V.31-V.32-V.33-V.34-V.35). Les résultats sont donnés pour différentes sections :  $x=0.159$  m ,  $x=0.189$  m ,  $x=0.255$  m ,  $x=0.285$  m ,  $x=0.315$  m ,  $x=0.345$  m et  $x=0.525$  m.

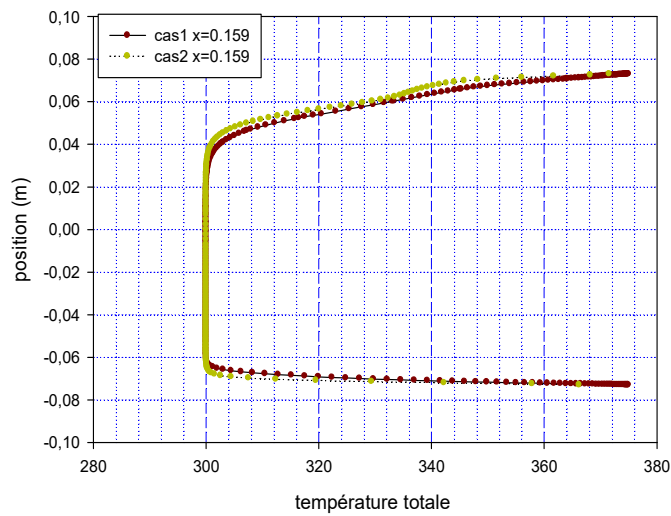


Figure V.41: Profils de la température totale en amont de la première chicane ( $x=0.159\text{m}$ )

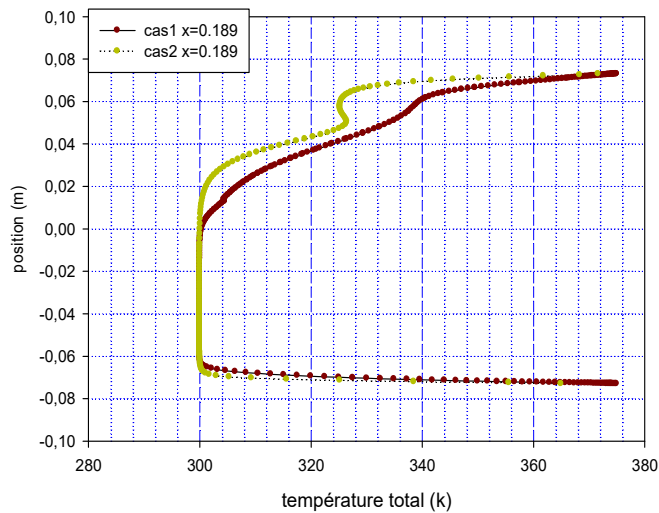


Figure V.42: Profils de la température totale en amont de la première chicane

les figures (V-41), (V-42) présentent les profils de température en amont de la première chicane.

La présence de la première chicane qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte augmentation de la température.

On constate que la forme des chicanes n'influe pas sur les profils de température.

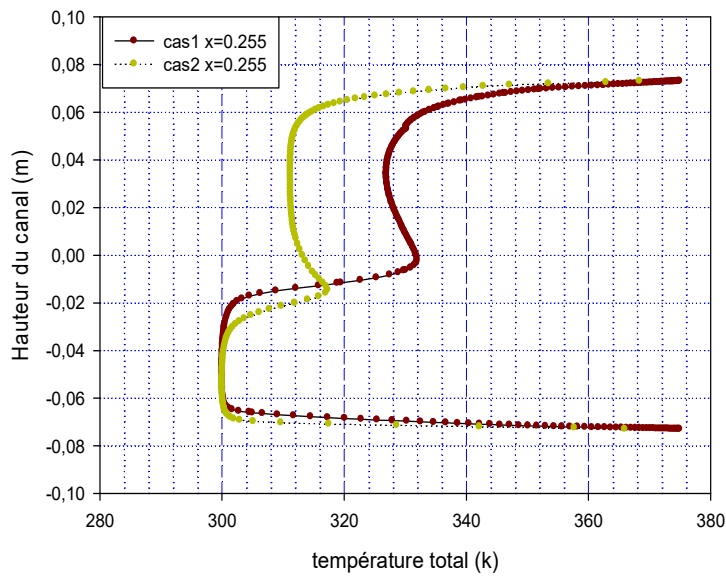


Figure V.43: Profils de la température totale en aval de la première chicane

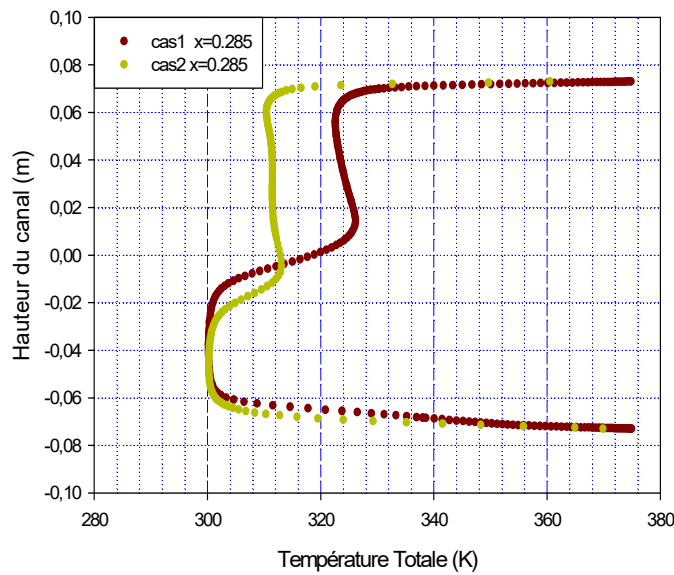


Figure V.44: Profils de la température totale en aval de la première chicane

Les figures (V.43) et (V.44) montrent des valeurs de température très élevées aux voisinages des chicanes. Les températures de l'écoulement de la chicane zigzague sont plus élevées que celles des chicanes planes.

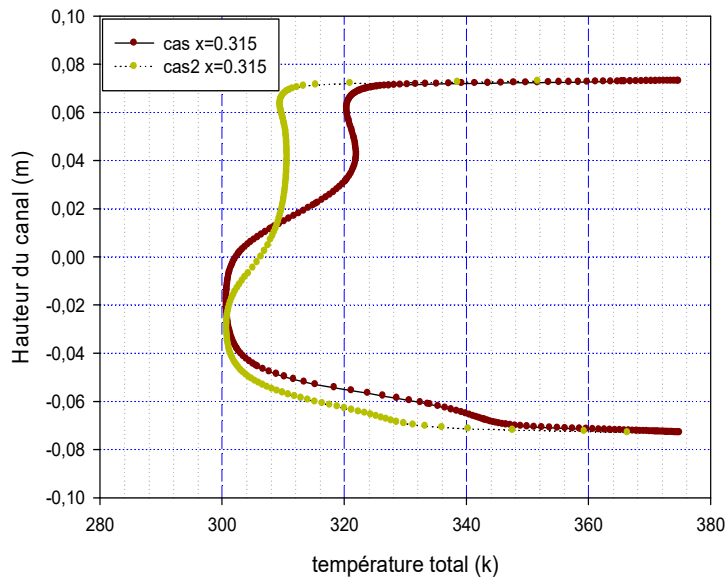


Figure V.45: Profils de la température totale en amont de la deuxième chicane

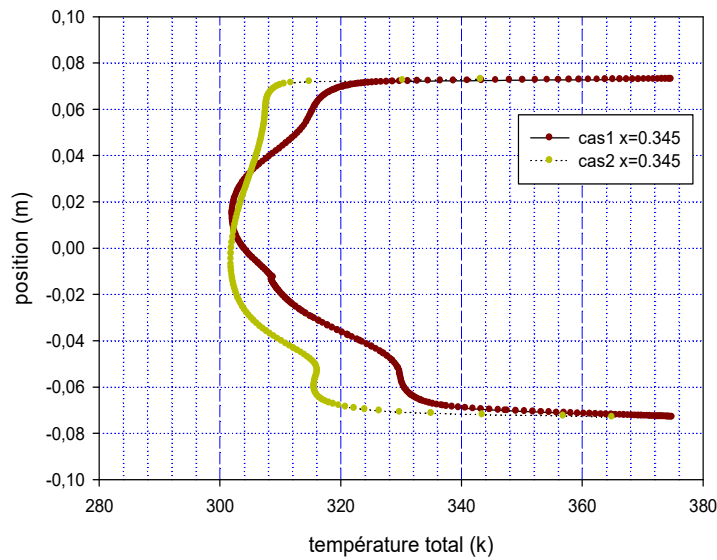


Figure V.46: Profils de la température totale en amont de la deuxième chicane

A des positions égales à  $x=0.315$  m et  $x=0.345$  m de l'entrée, autrement dis à 0.092 m et 0.122m après la deuxième ailette et d'après les figures (V.46) et (V.47) l'écoulement est caractérisé par des températures élevées à la partie inférieure du canal au voisinage de la deuxième chicane. On remarque aussi que l'utilisation des chicanes zigzague assure des températures plus élevées que celui des chicanes plane



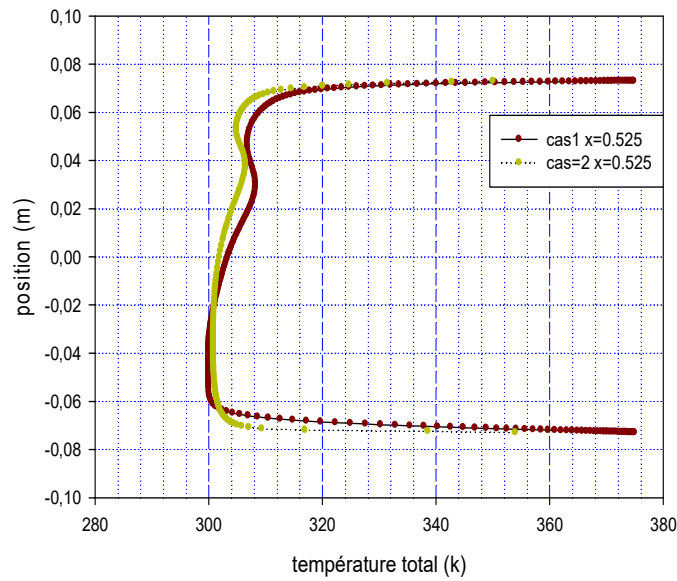


Figure V.47: Profils de la température totale près de la sortie du canal ( $x=0.525$  m).

À la sortie du canal on constate une diminution des valeurs de température à cause de la forte recirculation dans la face arrière de la seconde chicane, ce qui résulte un changement brusque du sens de l'écoulement.

L'utilisation des chicanes zigzag conduit à une amélioration du transfert de chaleur de l'écoulement.

### V.6.2.3 Profils du nombre de Nusselt le long des parois supérieure et inférieure du canal

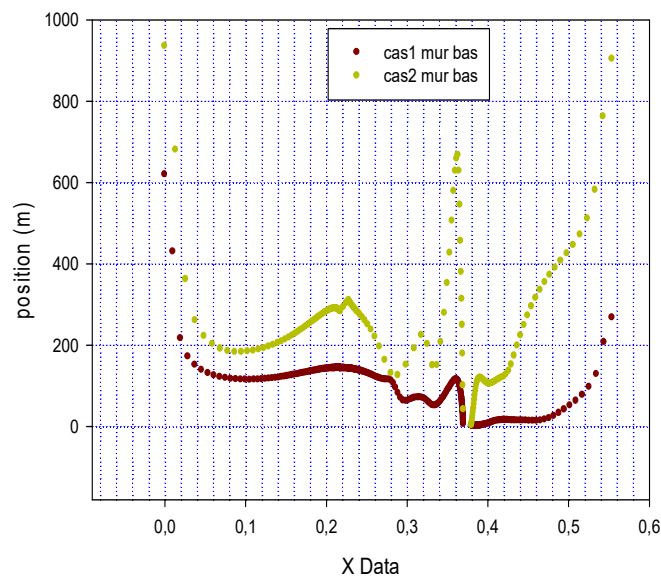
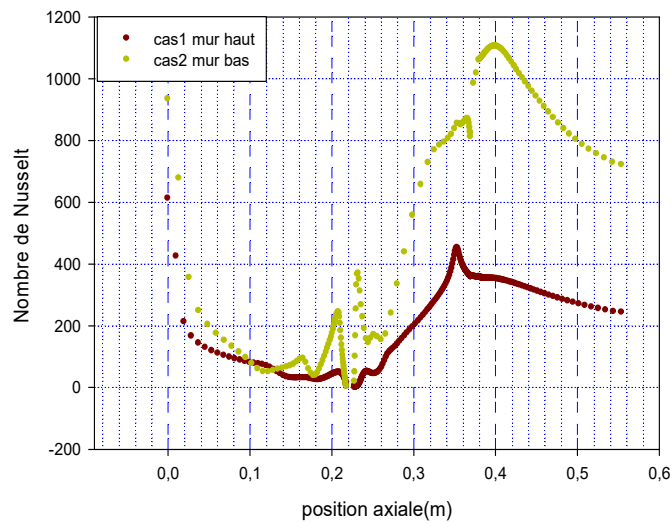


Figure V.48: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure



**Figure V.49: Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi supérieure**

Les figures (V.49) et (V.50), présentent respectivement la variation du nombre de Nusselt local calculé le long des parois supérieures et inférieures pour les deux configurations des chicanes étudiées.

On remarque que le nombre de nusselt atteint ses valeurs maximales dans la paroi supérieure du canal.

Du point de vue de forme des chicanes, l'échange thermique favorise l'utilisation d'un canal muni des chicanes zigzague que des chicanes planes.

## V.7 Conclusion

Les résultats numériques obtenus par la méthode des volumes finis, sont validés et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent à l'aide du modèle  $K-\omega$  dans un canal rectangulaire muni des chicanes.

Les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense.

Les zones de tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nuselt le long des surfaces de chicanes et de parois.

L'utilisation des chicanes de forme zigzague assure une augmentation considérable de la vitesse par apport aux chicanes de forme plane, mais le seul inconvénient de cette forme provoque une augmentation du coefficient de friction.

# **Conclusion Générale**

### **Conclusion générale**

Les résultats de recherche obtenus constituent une contribution importante pour l'enrichissement des connaissances et des travaux de recherche dans le domaine de la mécanique des fluides et les systèmes des convertisseurs de chaleur, plus particulièrement les capteurs plan à air .

Ce travail de thèse a porté essentiellement sur l'étude des phénomènes touchant les domaines de calcul expérimental et numérique dans les convertisseurs solaires . Il explore en détail, le comportement d'écoulement et de transfert thermique en fonction de plusieurs paramètres.

Plusieurs études de recherches ont été effectuées sur les capteurs à air afin de connaître leurs caractéristiques physiques. La détermination de ceux-ci nous permet d'améliorer les performances d'un capteur plan à air .

L' idée consiste à utiliser des ailettes dans lesquelles il se produit des recirculations d'écoulement.

L' étude numérique d' écoulement bidimensionnel d'air dans une conduite rectangulaire a été menée par deux chicanes. Elles ont été introduites dans le domaine pour produire des vortex et pour améliorer le mélange et le transfert de chaleur.

En utilisant la méthode des volumes finis, le comportement dynamique et thermique de l'écoulement, le couplage pression-vitesse a été traité par l'algorithme SIMPLEC et les simulations numériques des phénomènes thermiques et dynamiques ont été effectuées par le Fluent.

L'étude numérique du système (capteur avec chicanes) a fait ressortir ce qui suit :

- Les résultats numériques obtenus sont validés et présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de l'écoulement.
- Les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent des zones de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers

l'aval. En se rapprochant de l'ailette, les profils de vitesses sont de plus en plus affectés par ce dernier et le fluide s'accélère de plus en plus en se dirigeant vers la sortie du canal, ce cas nous assure une vitesse très élevée à la sortie du canal, elle mesure plus de quatre fois la vitesse de référence.

- Les zones tourbillonnaires (de recirculation) sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces des chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées du côté inférieur de la paroi. Les perturbations du transfert thermique les plus élevées sont obtenues à l'arrière de la deuxième chicane et sont causées par la formation de poches chaudes dans ces zones.
- L'utilisation des chicanes de forme zigzague assure une augmentation considérable de vitesse par rapport aux chicanes de forme plane, mais le seul inconvénient c'est de provoquer une augmentation du coefficient de friction.
- La forme zigzag de la chicane assure une intensification meilleure de transfert de chaleur en termes du nombre de Nusselt local.
- L'augmentation de nombre de Reynolds induit à un accroissement de frottement et donc de la chute de pression

### **Perspectives**

En perspective, nous recommandons pour les travaux futurs, les points suivants :

- Le phénomène de turbulence est très sensible aux conditions, aux limites dans le cas de simulation numérique, ce qui fait que pour obtenir des résultats fiables, il faut que les conditions aux limites réelles, tirées de l'expérience, soient prises en considération.
- Toutes les études antérieures sur le comportement thermique ou dynamique des différentes géométries de chicanes n'assurent pas des modèles optimaux et cela à cause des avantages et des inconvénients de chaque géométrie utilisée. Alors pour les travaux futurs, la meilleure géométrie proposée de la chicane sera celle qui assurera un taux de transfert thermique le plus élevé et des pertes de pression les plus faibles, et qui permettra d'éviter la formation de poches chaudes à l'arrière des chicanes.

- Fournir des renseignements sur l'importance de l'homogénéité d'implantation des chicane, ainsi que leurs dispositions dans le capteur solaire à air seront un axe très important au futur.
- Ce travail peut être étalé à d'autres études qui prennent en considération l'effet de la paroi sur le transfert de chaleur ainsi que l'effet de l'inclinaison des chicane sur le comportement dynamique du fluide.
- Le couplage de deux formes différentes de chicane dans la même conduite peut être utilisé dans d'autres travaux.
- L'utilisation des chicane et des ailettes poreuses de type zigzag pour augmenter les phénomènes du transfert de chaleur.
- La suite de ce travail de thèse serait dirigée vers les études de modélisation et de simulation de ce système en régime in-stationnaire , d'où la variation des paramètres physiques dépendra du temps.

*Articles Publiés*

archives  
of thermodynamics

Vol. 39(2018), No. 4, 141–156

DOI: 10.1515/aoter-2018-0034

## Numerical study of an air plane solar collector with the baffle in zigzag form

NABILA GUENDOZ\*  
NACEREDDINE BIBI-TRIKI  
FAOUZI DIDI  
CHHAFIKA ZIDANI

Unit of Research on Materials and Renewable Energies, Department of Physics, Faculty of Sciences, Abou Bekr Belkaïd University, BP 119-13000-Tlemcen, Algeria

**Abstract** The production of thermal energy from solar energy by flat collectors finds nowadays many applications due to their innumerable economic and environmental interests. Currently, conservation of energy resources has become a global priority. On the other hand, given the dizzying demand for energy, has led specialists to find new techniques, such as renewable energies (solar, wind and geothermal). The present work is a contribution, by numerical simulation, to the study of heat transfer in flat solar collectors. On the basis of some experimental data, several simulation calculations have been carried out in order to determine the influencing parameters allowing better performance of the sensors and ensuring a good homogeneity of the temperature distributions. Based on the observation that, due to the low thermophysical properties of the air used as heat transfer fluid, solar air collectors rather give poor yields. It has been found very useful to have ‘baffling’ obstacles of various shapes and forms in the solar collector duct. This increases the thermal transfer of a coolant, which clearly improves the thermal efficiency of the solar air collector. This article consists mainly of studying the effects on heat transfer of turbulent forced convection by baffles of zigzag shapes, placed in a rectangular channel, using the finite volume method. The pressure-velocity coupling has been processed by the SIMPLEC algorithm. The results are presented in terms of the average Nusselt number and temperature field for different positions.

**Keywords:** Turbulent flow; Forced convection; Rectangular pipe; Baffle; Heat transfer

---

\*Corresponding Author. Email: guendouzabila88@gmail.com



## Nomenclature

|                    |   |  |
|--------------------|---|--|
| $C_f$              | – | friction coefficient   |
| $C_{f0}$           | – | friction coefficient without baffles   |
| $D$                | – | distance between two baffles, m  |
| $D_h$              | – | hydraulic diameter of channel, m   |
| $D_\omega$         | – | crossing diffusion term, m/s   |
| $e$                | – | fin height, m  |
| $G_k$              | – | production of turbulent kinetic energy due to speed gradient, m/s              |
| $G_\omega$         | – | production of kinetic energy due to buoyancy, m/s                              |
| $h$                | – | baffle height, m   |
| $H$                | – | canal height, m  |
| $k$                | – | turbulent kinetic energy, m/s  |
| $L$                | – | channel length, m  |
| $L_1$              | – | distance upstream of the first baffle, m                                       |
| $L_2$              | – | distance downstream of the second baffle, m                                    |
| $L_3$              | – | distance length between the outlet and the second fin, m                       |
| $P$                | – | pressure, Pa   |
| Re                 | – | Reynolds number  |
| $P$                | – | pressure, Pa   |
| Pr                 | – | Prandtl number   |
| Nu                 | – | Nusselt number   |
| $T$                | – | temperature, K   |
| $T_b$              | – | bulk temperature (the temperature of the fluid that is ‘far’ from the wall), K |
| $T_{in}$           | – | inlet temperature, K   |
| $T_W$              | – | temperature of the lower and upper walls, K                                    |
| $C_{pf}$           | – | specific heat of fluid, J/kg K   |
| $C_{ps}$           | – | specific heat of solid, J/kg K   |
| $S_k, S_\omega$    | – | source term for $k$ and $\omega$   |
| $u_i$              | – | components of velocity in direction $x_i$ , m/s                                |
| $u_j$              | – | components of velocity in direction $x_j$ , m/s                                |
| $U_{in}$           | – | inlet velocity, m/s  |
| $U_{max}, V_{max}$ | – | maximum velocity   |
| $\bar{U}$          | – | average speed inside the channel, m/s  |
| $u, v$             | – | velocity of fluid in directions $y, x$ , m/s                                   |
| $\bar{v}$          | – | velocity vector, m/s   |
| $x, x_i, x_j, y$   | – | Cartesian coordinates, m   |
| $Y_k, Y_x$         | – | dissipation of $k$ and $\omega$ , m/s  |
| $\bar{U}$          | – | average speed through the section  |

## Greek symbols

|               |   |  |
|---------------|---|--|
| $\Delta P$    | – | pressure losses  |
| $\delta$      | – | fin width, m   |
| $\varepsilon$ | – | turbulent dissipation energy, m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> |

|   |   |  |
|---|---|--|
| $\lambda$                                     | – | thermal conductivity, W/m K  |
| $\mu_e$                                       | – | effective viscosity, Pa s  |
| $\mu_f$                                       | – | dynamic viscosity of fluid, kg/m s                                 |
| $\rho$  | – | air density, kg/m  |
| $\rho_f$                                      | – | density of air, kg/m <sup>3</sup>                                  |
| $\rho_s$                                      | – | density of solid, kg/m <sup>3</sup>                                |
| $\sigma_k, \sigma_g, \sigma_t, \sigma_\omega$ | – | constant value for the standard turbulence model of $k$ - $\omega$ |
| $\tau_w$                                      | – | shear stress at the wall   |
| $\Psi$  | – | stream function  |
| $\omega$                                      | – | dissipation rate of specific turbulence energy, m/s                |

### Subscripts

|            |   |                               |
|------------|---|-------------------------------|
| <i>in</i>  | – | inlet of the channel section  |
| <i>out</i> | – | outlet of the channel section |
| <i>t</i>   | – | turbulent                     |
| <i>w</i>   | – | walls                         |
| <i>f</i>   | – | fluid                         |
| <i>s</i>   | – | solid                         |

## 1 Introduction

Due to the insufficiency of heat exchange carried out in the plane air solar collector between the fluid and the absorber, it is interesting to make improvements for their better performance or better thermal efficiency. Ahmet *et al.* [1] examined the effect of the geometric parameters on the steady turbulent flow passing through a pipe with baffles. The effect of the orientation and the distance between nine baffles on the improvement of heat transfer was highlighted in this paper. Another experimental investigation was carried out by Molki *et al.* [2] to evaluate heat transfer and pressure losses in a rectangular channel with baffles.

Choudhury and Garg [3] used air-heating collectors with packed air flow channels, the purpose being to create turbulence and so to increase the heat transfer. Their theoretical study concluded that the use of obstacles (bed of grain of given specific conductivity) was beneficial for heat transfer. However, the increase in the pressure drop, especially beyond 2 m in length of collector requires a detailed optimization of the forms of grains.

Parkpoom *et al.* [4] investigated the influence of Z shaped baffle turbulators on heat transfer augmentation in a rectangular channel. They found that the, friction factor, Nusselt number and thermal performance characteristics for the in-phase 45° Z-baffle are considerably higher than those for the out-phase 45° Z-baffle at same operating condition. The in-phase 45° Z-baffle with larger e/H ratio provides higher heat transfer and friction

loss than the one with smaller  $e/H$  while the shorter pitch length yields the higher Nusselt number and  $\epsilon$ , and thermodynamic enhancement factor (TEF) than the larger one.

Kellar and Patankar [5] presented the fluid flow and heat transfer in two-dimensional finned passages analyzed for constant property laminar flow. The passage is formed by two parallel plates to which fins are attached in a staggered fashion. Both the plates are maintained at a constant temperature. Streamwise periodic variation of the cross-sectional area causes the flow and temperature fields to repeat periodically after a certain developing length. Computations were performed for different values of the Reynolds number, Prandtl number, geometric parameters, and the fin-conductance parameter. The fins were found to cause the flow to deflect significantly and impinge upon the opposite wall so as to increase the heat transfer significantly. However, the associated increase in pressure drop was an order of magnitude higher than the increase in heat transfer. Streamline patterns and local heat transfer results are presented in addition to the overall results.

In the paper presented is experimental analysis of a single pass solar air collector with, and without baffle fin. The heat transfer coefficient between the absorber plate and air can be considerably increased by using artificial roughness on the bottom plate and under the absorber plate of a solar air heater duct. An experimental study has been conducted to investigate the effect of roughness and operating parameters on heat transfer. The investigation has covered the range of Reynolds number from 1259 to 2517, depending on types of the configuration of solar collectors. Based on the experimental data, values of Nusselt number  $Nu$  have been determined for different values of configurations and operating parameters. To determine the enhancement in heat transfer and increment in thermal efficiency, the values of Nusselt have been compared with those of smooth duct under similar flow conditions [6].

Menasrie and Moumi [7] established an empirical model for calculation of the coefficient of thermal exchange by convection, during the air flow in a rectangular duct, whose lower plan is equipped with baffles of rectangular forms laid out in quincunx. By the method of the dimensional analysis, they were able to relate all the physical, thermophysical parameters, and the geometrical characteristics of the baffles, and according to the mode of flow estimated a coefficient of exchange by convection.

Rajendra *et al.* [8] conducted an experimental work on the study of

heat transfer and friction in rectangular ducts with baffles (solid or perforated) attached to one of the broad walls. The Reynolds number of the study ranges from 2850 to 11500. The baffled wall of the duct is uniformly heated while the remaining three walls are insulated. These boundary conditions corresponded closely to those found in solar air heaters. Over the range of the study, the Nusselt number for the solid baffles is higher than that for the smooth duct, as well as for the perforated baffles. The friction factor for the solid baffles is found to be 9.6–11.1 times of the smooth duct, which decreased significantly for the perforated baffles with the increase in the open area ratio. Performance comparison with the smooth duct at equal pumping power shows that the baffles with the highest open area ratio give the best performance.

An experimental study was conducted by Molki and Mostoufizadeh [9] to investigate heat transfer and pressure drop in a rectangular duct with repeated-baffle blockages. The baffles are arranged in a staggered fashion with fixed axial spacing. The transfer coefficients are evaluated in the periodic fully developed and entrance regions of the duct. The presence of the baffles enhances these coefficients. The entrance length of the duct is substantially reduced by the baffles. Pressure drop and heat transfer data are employed to evaluate the thermal performance of the duct.

## 2 Mathematical formulation

### 2.1 Geometry of the problem

The geometry of the problem is presented in Fig. 1. It is a rectangular duct, equipped with two zigzag-shaped baffles, traversed by a stationary turbulent air flow which satisfies the following hypotheses:

- physical properties of air are assumed to be constant.
- velocity profile is uniform at the channel entrance.
- flow is considered as steady.
- effects of induced buoyancy are supposed to be negligible.
- thermophysical properties of the fluid ( $C_{pf}, \mu, \lambda_f, \rho_f$ ) and of solid ( $C_{ps}, \lambda_s, \rho_s$ ) are constant and evaluated at the temperature of the fluid at the entrance of the channel uniform temperature profile at the channel inlet.

- temperatures of the upper and lower walls are constant. Based on the experimental work of Demartini *et al.* [12], it was decided to carry out an air flow test under the following conditions: channel length  $L = 0.554$  m, channel height  $H = 0.143$  m, fin height  $e = 0.08$  m, distance between the canal inlet and the first wing  $L_1 = 0.223$  m, spacing between the two wings  $L_2 = 0.152$  m, distance between the second wing and the channel outlet  $L_3 = 0.179$  m, hydraulic diameter  $D_h = 0.14$  m, Reynolds number  $Re = 5000$ , input velocity  $U_{in} = 0.45$  m/s.

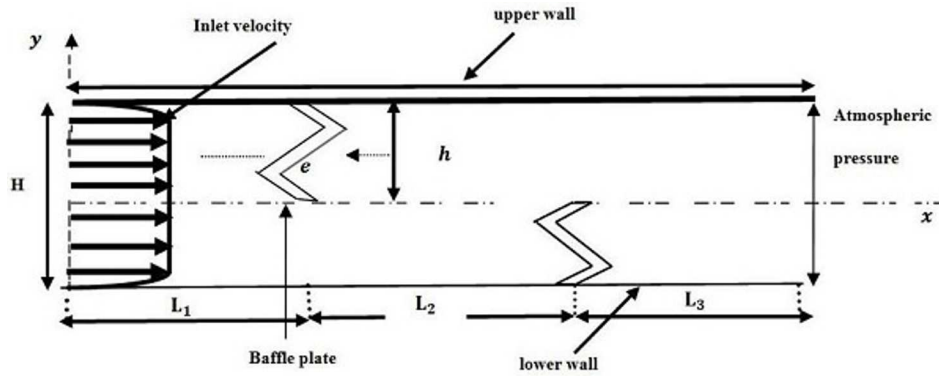


Figure 1: Representative diagram of the problem.

## 2.2 Governing equations

The flow equations (i.e., continuity, momentum) used to simulate the incompressible and steady flow of air in the given area of computation are given by:

- Conservation of mass:

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

- Conservation of momentum:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right], \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]. \quad (3)$$

- Conservation of energy inside the fluid:

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right]. \quad (4)$$

- Conservation of energy in the wall:

$$\left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0. \quad (5)$$

### 2.3 Equations of turbulence

A comparative study was conducted on four models of turbulence, namely the Spalart Allamaras model, the  $(k-\varepsilon)$  model, the  $(k-\omega)$  model and the Reynolds voltage model, which were evaluated through the resolution of the Navier-Stokes equations. It has been found that the  $(k-\varepsilon)$  model is the most accurate in predicting flow changes in the presence of baffles [10].

The chosen turbulence model allowed us to calculate the rapidly changing two-dimensional flux and also to anticipate the interactions with the wall. Another advantage of the selected turbulence model is that the model equations behave suitably in the regions both in the vicinity of the wall and far away from it as well. The  $(k-\omega)$  model is defined by two transport equations, one for the turbulent kinetic energy  $k$  and the other for the specific dissipation rate  $\omega$  [11]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (7)$$

where

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\delta u_j}{\delta x_i}, \quad G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k, \quad (8)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad (9)$$

here the overbar denotes an average.

In general, the main sources of errors in the Nusselt numbers results

are the statistical uncertainty of the average surface temperature and fluid mass temperature. The calculation is locked in a cycle and the difference between wall temperature and bulk (average) temperature [5].

$$T_{f,m} = T_b(x) = \frac{\int_A u(x, y) T(x, y) dA}{\int_A u(x, y) dA}. \quad (10)$$

The resulting on average value of the Nusselt number are as follows:

$$\text{Nu}(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} = \frac{q_w D_h}{\lambda_f(T_w - T_b)} \quad (11)$$

and

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\overline{h}D_h}{\lambda_f}. \quad (12)$$

## 2.4 Boundary conditions

- (i) A uniform velocity was applied, as a boundary condition, and the pressure was set to zero at the entrance to the computational domain.
- (ii) Two horizontal walls of the computational domain were both held at the constant temperature of 375 K. This constitutes a thermal boundary condition.
- (iii) Temperature of the fluid used was set at 300 K at the inlet to the channel.

The finite volume method has been applied for the numerical resolution of the system of equations described above. The SIMPLEC algorithm proposed by Patankar [5] was used for pressure and velocity correction.

The Quick scheme is used for the discretization of the terms of convection and diffusion. A structured and non-uniform mesh was used, depending on the case under study, with a refined mesh in the areas containing the baffles and near the walls, in order to capture the strong gradients of temperature and velocity. Several tests were performed in order to ensure that the results do not depend on the refining of the mesh. The iterative procedure was continued until the residuals for all computing cells were less than  $10^{-8}$  for all the quantities analyzed.

### 3 Results and interpretation

#### 3.1 Mesh validation

Different grids were tested for the validity of the mesh and the accuracy of calculations. The results have been obtained for horizontal and vertical velocities  $U_{max}$  and  $V_{max}$ , respectively, and stream function  $\Psi$ .

Table 1: Comparison of results for different mesh grids.

| Parameter    | Unit              | Mesh grid  |            |            |            |
|--------------|-------------------|------------|------------|------------|------------|
|              |                   | 40 × 10    | 50 × 15    | 60 × 20    | 70 × 25    |
| $\Psi_{max}$ | m <sup>2</sup> /s | 0.08577815 | 0.08771847 | 0.0881338  | 0.08923231 |
| $U_{max}$    | m/s               | 1.43087190 | 1.46323847 | 1.4701667  | 1.48849090 |
| $V_{max}$    | m/s               | 0.02343008 | 0.02396007 | 0.02407352 | 0.02437357 |

| Parameter    | Unit              | Mesh grid  |            |            |             |
|--------------|-------------------|------------|------------|------------|-------------|
|              |                   | 80 × 30    | 90 × 35    | 100 × 40   | 110 × 45    |
| $\Psi_{max}$ | m <sup>2</sup> /s | 0.09018343 | 0.09053433 | 0.09169389 | 0.092492267 |
| $U_{max}$    | m/s               | 1.50435660 | 1.51021013 | 1.52955272 | 1.53898930  |
| $V_{max}$    | m/s               | 0.02463337 | 0.02472922 | 0.0250459  | 0.02530724  |

For the Reynolds number equal to 5000, the results are presented in Tab. 1. For the remainder of the study, we chose the grid (100×40) which provides a precision fit and a relative error between the values found less than 1.25%.

#### 3.2 Validation of the model

To validate our numerical modeling, the results obtained were compared with those reported in the work by Demartini *et al.* [13] who experimentally studied the dynamic behavior of air flow inside the rectangular duct equipped with plane baffles, with a Reynolds number equal to 5000. Comparing the results obtained for the axial velocity with the experimental ones due to Demartini *et al.* [12], as presented in Fig. 2, and for the axial position  $x = 0$  m, one can note that the two series of results are in good agreement.



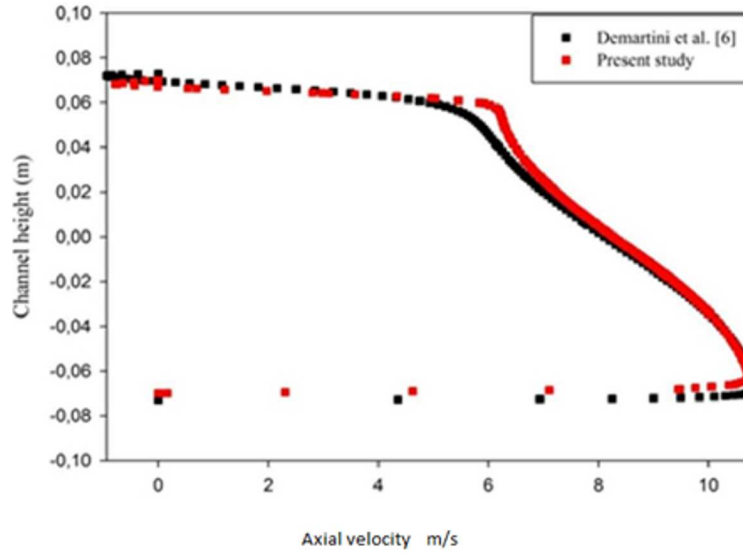


Figure 2: Validation of the numerical simulation with the experimental results of Dermatini *et al.* [12], for the position  $x = 0.159$  m.

### 3.3 Hydrodynamic aspect

Figure 3 shows that the velocity values are very low in the vicinity of the two baffles, especially in the downstream regions, due to the presence of the recirculation zones. The highest speed values appear near the top of the channel, with an acceleration that begins just after the second baffle.

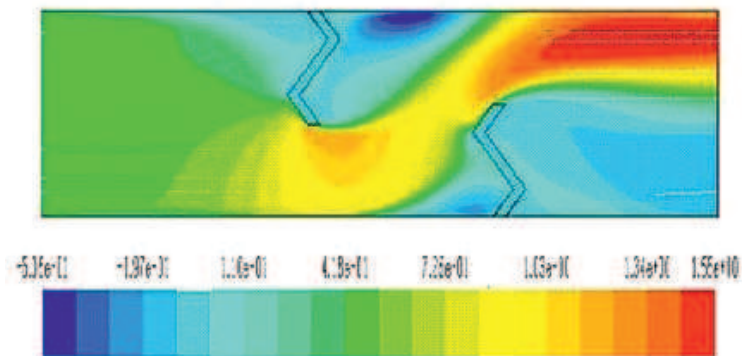


Figure 3: Contour of the axial velocity.

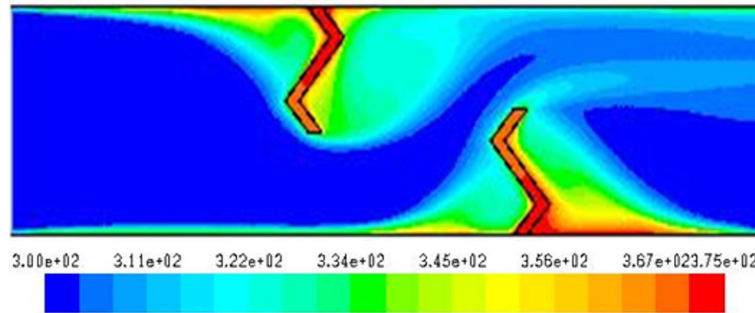


Figure 4: Contour of the temperature total.

Figure 4 shows that the temperature of air in the recirculation zones (after each fin) is substantially high. A drop in temperature in the areas upstream of each fin is observed. The areas with highest temperature are, for the most part, located in the vicinity of the walls and at the ends of the fins.

Five sections were chosen to carry out the hydrodynamic study. These are respectively:  $x = 0.159$  m, 0.189 m, 0.225 m, 0.285 m, 0.315 m, 0.345 m, and 0.525 m, with respect to the channel inlet.

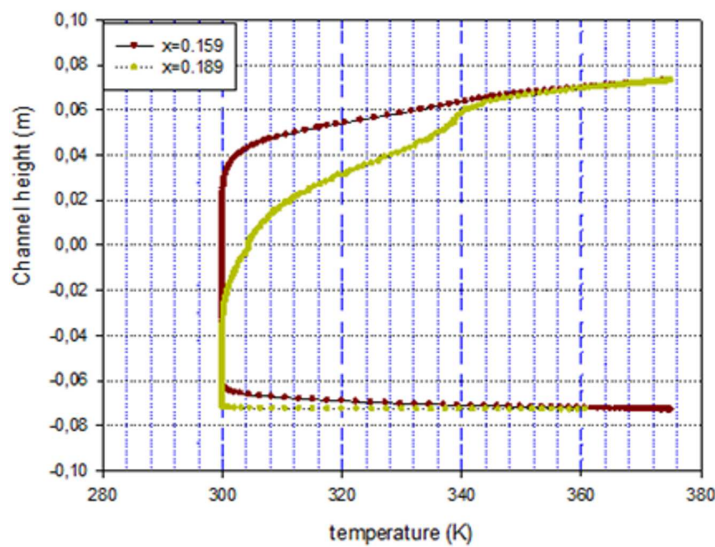


Figure 5: Temperature profile upstream of the first baffle.

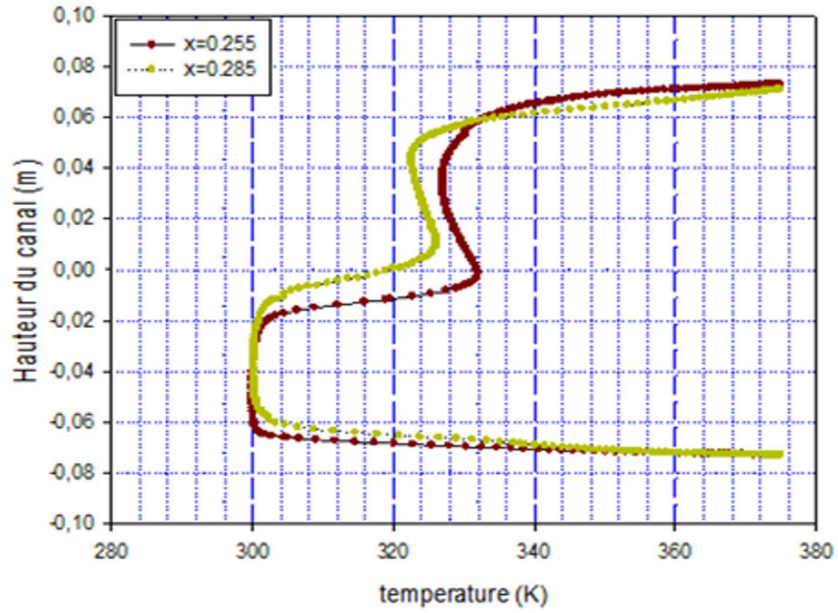


Figure 6: Temperature profile downstream of the first baffle.

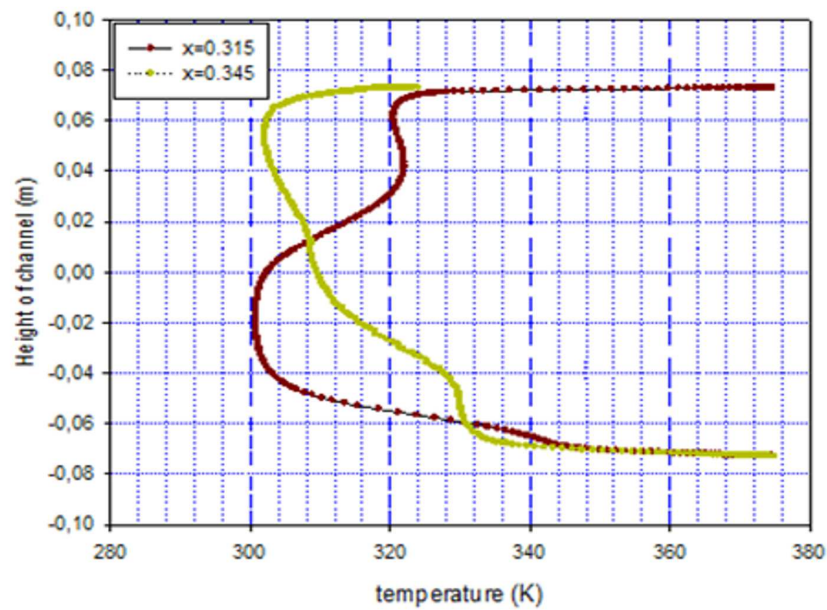


Figure 7: Temperature profiles upstream of the second baffle.

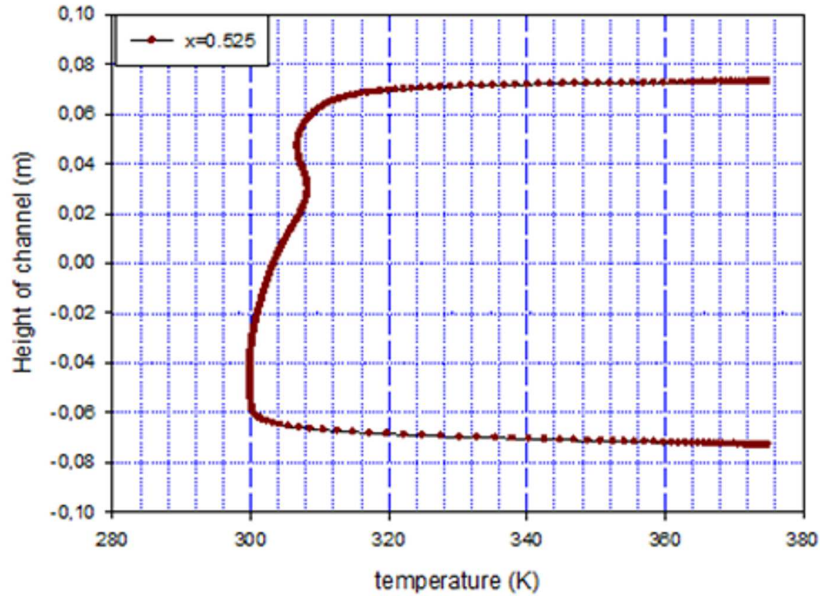


Figure 8: Temperature profile near the channel exit.

The numerical results represented by the temperature profiles for the sections  $x = 0.159$  m, and  $0.189$  m, are shown in Figs. 5–8. These sections are located upstream of the first fin, located at  $x = 0.223$  m from the entrance.

The presence of the first baffle located in the upper half of the channel induces a sharp increase in temperature. Between the two fins, at the locations  $x = 0.225$  m and  $x = 0.285$  m from the inlet, the flow is characterized by very high temperatures because the sections closest to the fins are always better heated as shown in Fig. 6. It is found that the flow approaching the second baffle, its temperature is increased in the lower part of the channel. At the outlet of the channel, for  $x = 0.525$  m, the temperature profiles in Fig. 8 are presented. The values of the temperatures are decreasing since the exit of the channel is approached. The section is remote from the fins.

The growth of the Nusselt number towards its maximum value, found first in the central part, between the two fins and at the exit of the channel, is the result of intense acceleration of the recirculation of the flow in this zone that favors an increase in heat exchange Fig. 9.

The Nusselt number profile determined for different values of the Reynolds number: 5000, 10000, 15000, 20000, and 25000, Fig. 10. The number of Nusselt increases with the Reynolds number. These profiles present in

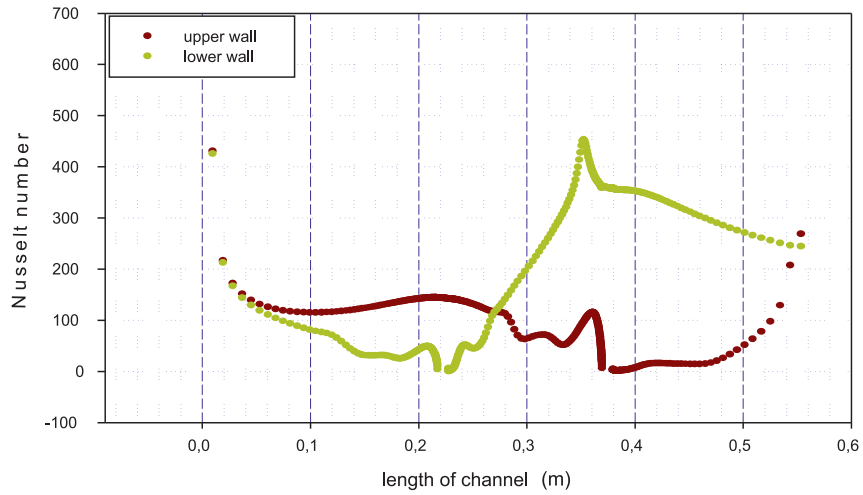


Figure 9: Variation of the Nusselt number on the lower and upper walls of the channel.

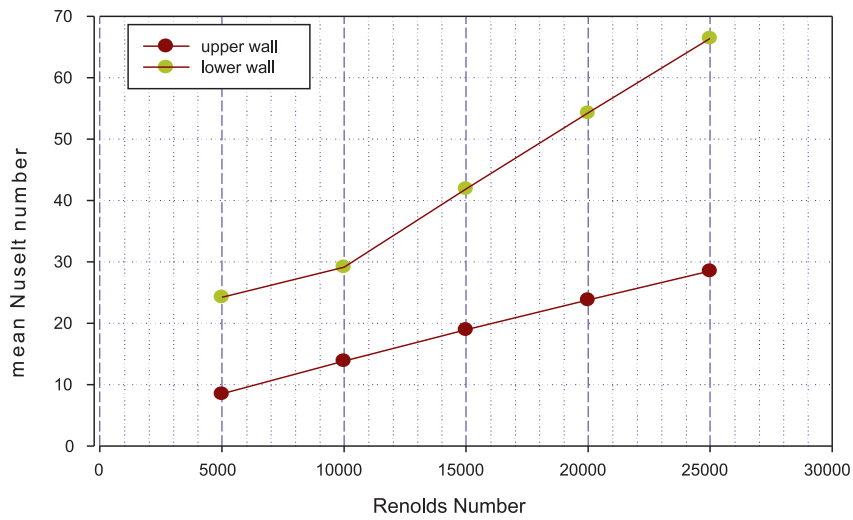


Figure 10: Variation of mean Nusselt number versus Reynolds number along the upper and lower wall of the channel.

all cases the minimum and the maximum of the Nusselt number. The minimum value, located in the first part of the channel, is due to the beginning of heating of air in the presence of the first fin which is in the upper half of the channel and which induces a strong decrease of the velocity. The Nusselt number increases with increasing Reynolds number of air. This is because the Nusselt number depends on the rate of heat transfer.

## 4 Conclusion

The analysis of the results obtained made it possible to associate increases in fluid temperature by the effect of baffles and fins at the outlet of each section. The numerical results obtained and presented allow to analyze the thermal behavior of a flow in a flat air solar collector with baffles. These results are an important contribution to the enrichment of knowledge on forced convection inside pipes.

The presence of the fins reduces the region of entry, it is in this part where the thermal exchanges are more important. The temperature of the air increases as soon as the fluid is again in contact with the baffles.

Finally, these swirling zones (recirculation) are responsible for local variations in the number of Nusselt along the surfaces of the baffles and the wall, particularly at the lower side of the wall. The highest heat transfer disturbances are obtained behind the second baffle and are caused by the formation of hot pockets in these areas.

All previous studies on the thermal or dynamic behavior of the different geometries of baffles does not ensure optimal models and hence of the advantages and disadvantages of each geometry used. So for future work, the best proposed baffle geometry will be the one that will ensure the highest heat transfer rate.

*Received 27 May 2018*

## References

- [1] TANDIROGLU A.: *Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle insert*. Int. J. Heat. Mass Tran. **49**(2006), 9, 1559–1567.
- [2] MOLKI M., MOSTOUFIZADEH A.R.: *Turbulent Heat transfer in rectangular ducts with repeated-baffle blockages*. Int. J. Heat. Mass Tran. **32**(1989), 8, 1491–1499.

- [3] CHOUDHURY C., GARG H.P.: *Performance of air heating collectors with packed air flow passage*. Sol. Energy **505**(199), 205–221.
- [4] PARKPOOM SRIROMREUN, CHINARUK THIANPONG, PONGJET PROMVONGE: *Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in a channel with Zshaped baffles*. Int. Commun. Heat Mass **39**(2012), 7, 945–952.
- [5] KELKAR K.M., PATANKAR S.V.: *Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins*. J. Heat Transfer **109**(1987), 1, 25–30.
- [6] FOUED CHABANE, NESRINE HATRAF: *Experimental study of heat transfer coefficient with rectangular baffle fin of solar air heater*. Front. Energ. **8**(2014), 2, 160–172.
- [7] MENASRIA F., MOUMMI A.: *Modélisation des échanges convectifs dans le conduit utile d'un capteur solaire plan à air muni de rugosités artificielles de formes rectangulaires*. Rev. Energ. Renouv. **14**(2011), 3, 369–379.
- [8] RAJENDRA K., MAHESHWARIB B.K., KARWAC N.: *Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles*. Int. Commun. Heat Mass **32**(2005), 1-2, 275–284.
- [9] MOLKI M., MOSTOUFIZADEH A.R.: *Turbulent heat transfer in rectangular ducts with repeated-baffle blockages*. Int. J. Heat Mass Transfer **32**(1989), 8, 1491–1499.
- [10] NASIRUDDIN M.H., KAMRAN SIDDIQUI: *Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle*. Int. J. Heat Fluid Fl. **28**(2007), 2, 318–328.
- [11] WARD S.: *Optimization of the forms and provisions of obstacles in the mobile air vein of solar air collectors at two air layers for the maximization of the couple efficiency-rise in temperature*. MSc thesis, University of Valenciennes, France, 1989.
- [12] DERMATNI L.C., VIELMO H.A., MOLLER S.V.: *Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates*. J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. **26**(2004), 2.



# STUDY AND ANALYSIS OF THE DYNAMIC THERMAL-ENERGY BEHAVIOR OF A FLAT PLATE CONVERTER SYSTEM

*Nabila Guendouz,\* Nasr-Eddine Bibi Triki, Didi Faouzi, & Chafika Zidani*

*Unit of Research on Materials and Renewable Energies, URMER, Physics Department Faculty of Sciences, Abou Bekr Belkaïd University, BP 119-13000-Tlemcen, Algeria*

\*Address all correspondence to: Nabila Guendouz, Unit of Research on Materials and Renewable Energies, URMER, Physics Department Faculty of Sciences, Abou Bekr Belkaïd University, BP 119-13000-Tlemcen, Algeria, E-mail: guendouznabila88@gmail.com

*Original Manuscript Submitted: 09/25/2017; Final Draft Received: 11/03/2017*

*In this paper, air flow through a two-dimensional horizontal rectangular cross-section channel in the presence of a Z-shaped baffle pair has been numerically examined and analyzed in the steady turbulent regime. The calculations are based on the finite volume approach, and the average Navier-Stokes equations along with the energy equation have been solved using the SIMPLE algorithm. The nonuniform structured quadrilateral-type element mesh is used for the investigated whole domain. The fluid flow patterns are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the channel ranging from 5000 to 20,000. Effects of various Reynolds number values on flow fields, dimensionless axial velocity profiles, as well as local and average friction coefficients in the test channel are presented. The obtained results show that the flow structure is characterized by strong deformations and large recirculation regions, and in general, the fluid velocity and skin friction loss rise with the increase in the flow rate in terms of Reynolds numbers.*

**KEY WORDS:** *simulation, turbulent flow, forced convection, rectangular pipe, baffle*

## 1. INTRODUCTION

Over the last few decades, growing energy needs and the desire to save energy have led to an increasing interest in research on the improvement of heat exchanges as well as on the use of heat exchangers. Solar collectors are a special category of heat exchangers that can transform the energy from captured solar radiation into the internal energy of the transport medium. The performance of the flat plate solar collector depends on various design parameters, such as the use of obstacles, or baffles, which occur in various and varied forms inside the solar collector ducts.

Baffles are of major importance when designing heat exchangers. This is why today they constitute the subject of considerable experimental and numerical investigations. Several studies have been conducted on pipes provided with baffles. First, one can cite the experimental study of Roetzel and Lee (1994) on the role of baffles in the transfer of heat within a tubular heat exchanger on one hand, and on the influence of the distance separating two baffles and separating the baffle and the grille on the thermal performances, on the other.

Second, it is worth noting the work of Chang and Huang (1991) on forced convection between two flat plates with transverse fins (transverse baffles) not symmetrically placed. The results obtained indicated that the relative position of baffles is a factor that greatly influences the flow field, particularly for large-size baffles. Moreover, Kelkar and Patankar (1987) carried out a numerical investigation on a fluid in forced laminar convection between two parallel planar walls with baffles. The results obtained showed that the flow is characterized by important distortions and large recirculation regions. In general, the Nusselt number and the friction coefficient increase with the Reynolds number.

The hydraulic and thermal effects of placing ordinary baffles inside a three-dimensional (3D) canal were studied numerically by Lopez et al. (1996), Ward (1989), and Gbaha (1989) also used various configurations of baffles with





Tandiroglu (2006) studied the impact of the geometric parameters on the transient forced convection with a turbulent forced convection inside a circular tube equipped with baffles. He used a total of nine baffles to test the effect of their orientations and spacing on heat transfer enhancement.

An experimental and numerical study was conducted by Demartini et al. (2004) on a rectangular pipe equipped with two baffles perpendicular to the walls in order to characterize the turbulent air flow through the determination of the axial velocity fields or the recirculation zones of the turbulent air flow. They also studied the influence of these parameters on pressure losses in different zones. Significant differences in the axial velocities were observed when the experimental and numerical results were compared. The authors concluded that the geometry of the baffles, mounted on the opposite walls, plays a fundamental role in the formation of vortex zones caused by the change in the flow direction.

Most of the work on laminar and turbulent flows has been carried out with different geometric characteristics, such as size of the baffles, the spacing between baffles, the blocking ratio as well as the shape and position of the baffles. The aim of the present work is to study the thermal behavior of the flow of air inside a rectangular section channel containing two zigzag-shaped baffles. Therefore, an analysis of the distribution of the total temperature inside the duct was performed for different positions of the baffles and for a constant air flow rate.

## 2. MATHEMATICAL FORMULATION

### 2.1 Geometry of the Problem

The geometry of the problem is presented in Fig. 1. It is a rectangular duct equipped with two zigzag-shaped baffles, traversed by a stationary turbulent air flow which satisfies the following hypotheses:

- The physical properties of air are assumed to be constant.
- The velocity profile is uniform at the canal entrance.
- The flow is considered as steady.
- The effects of induced buoyancy are supposed to be negligible.

Based on the experimental work of Demartini et al. (2004), it was decided to carry out an air flow test under the following conditions: canal length  $L = 0.554$  m, canal height  $H = 0.143$  m, fin height  $e = 0.08$  m, distance between the canal inlet and the first wing  $L_1 = 0.223$  m, spacing between the two wings  $L_2 = 0.152$  m, distance between the second wing and the canal outlet  $L_3 = 0.179$  m, hydraulic diameter  $D_h = 0.14$  m, Reynolds number  $Re = 5000$ , and input velocity  $U_{in} = 0.45$  m/s.

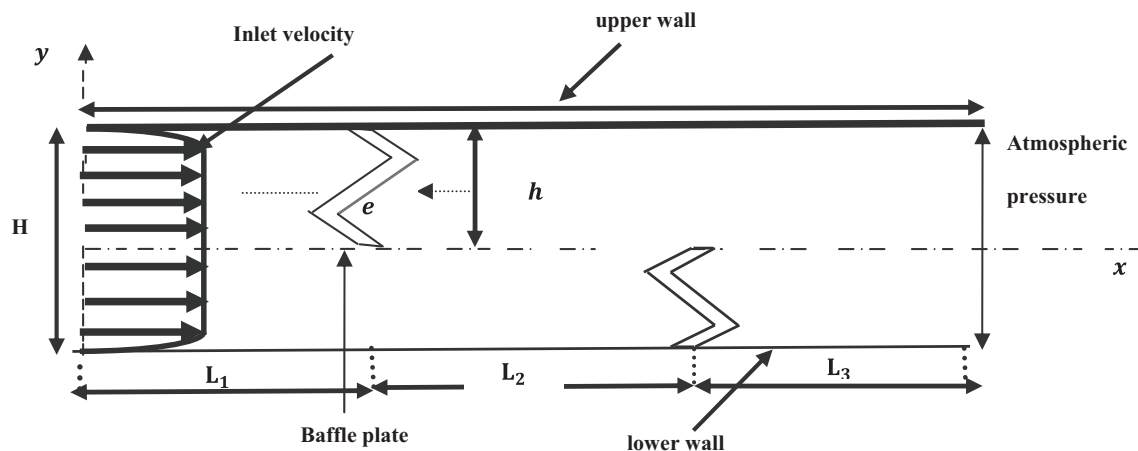


FIG. 1: Representative diagram of the problem

## 2.2 Governing Equations

The flow equations (i.e., continuity, momentum) used to simulate the incompressible and steady flow of air in the given area of computation are given by

*Conservation of mass*

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

*Conservation of momentum*

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \left( 2 \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (3)$$

*Conservation of energy inside the fluid*

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (4)$$

*Conservation of energy in the wall*

$$\left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (5)$$

A comparative study was conducted on five models of turbulence, namely, the Spalart-Allmaras model, the ( $k$ - $\epsilon$ ) model, the ( $k$ - $\omega$ ) model, the ( $k$ - $\omega$ ) SST model, and the Reynolds voltage model, which were evaluated through the resolution of the Navier-Stokes equations. It has been found that the  $k$ - $\omega$  SST model is the most accurate in predicting flow changes in the presence of baffles (Nasiruddin and Kamran Siddiqui, 2006). The chosen turbulence model allowed us to calculate the rapidly changing two-dimensional flux and also to anticipate the interactions with the wall. Another advantage of the selected turbulence model is that the model equations behave suitably in the regions both in the vicinity of the wall as well as far away from it. The ( $k$ - $\omega$ ) model is defined by two transport equations, one for the turbulent kinetic energy  $k$  and the other for the specific dissipation rate  $\omega$ , as indicated below (Nasiruddin and Kamran Siddiqui, 2006)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (6)$$

where

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\delta u_j}{\delta x_i}, \quad G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (7)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (8)$$

The Reynolds number for the rectangular duct can then be defined as

$$\text{Re} = \frac{D_h U_{in} \rho}{\mu} \quad (9)$$

The friction coefficient and the pressure drop in the different sections of the pipe may be calculated using the following relationships:

$$f = \frac{2\tau_w}{\rho U^2} \quad (10)$$

$$\Delta P = \frac{f L \rho U^2}{2h} \quad (11)$$

## 2.3 Boundary Conditions

1. A uniform velocity was applied as a boundary condition, and the pressure was set to zero at the entrance of the computational domain.
2. The two horizontal walls of the computational domain were both held at the constant temperature of 102°C (375 K). This constitutes a thermal boundary condition.
3. The temperature of the fluid used was set at 27°C (300 K) at the inlet of the canal.

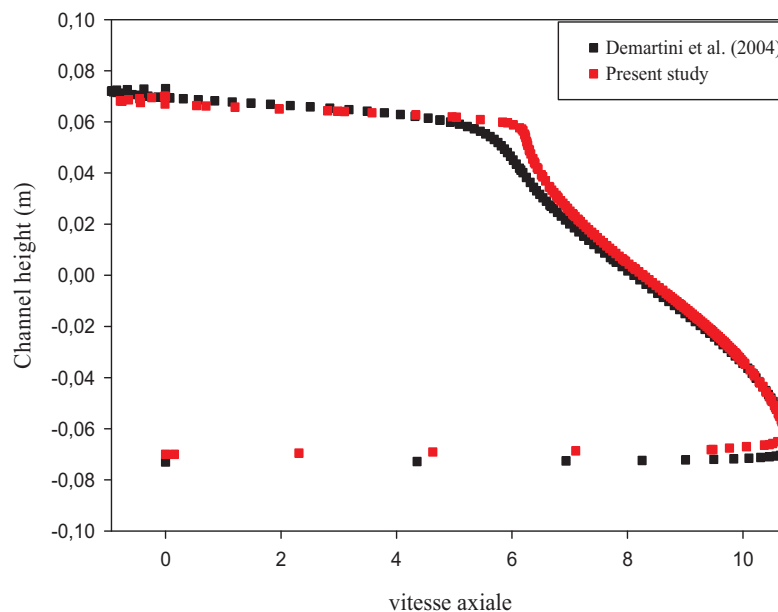
## 3. NUMERICAL SOLUTION

The finite volume method has been applied for the numerical resolution of the system of equations described above. The semi-implicit method for pressure linked equations (SIMPLE) algorithm proposed by Kelkar and Patankar (1987) was used for pressure and speed correction. A structured and nonuniform mesh was used, depending on the case under study, with a refined mesh in the areas containing the baffles and near the walls, in order to capture the strong gradients of temperature and speed. Several tests were performed in order to ensure that the results do not depend on the refining of the mesh. The iterative procedure was continued until the residuals for all computing cells were less than  $10^{-8}$  for all the quantities analyzed.

## 4. RESULTS AND INTERPRETATIONS

### 4.1 Validation of the Model

To validate our numerical modeling, the results obtained were compared with those reported in the work of Demartini et al. (2004) who experimentally studied the dynamic behavior of air flow inside a rectangular duct equipped with plane baffles, with a Reynolds number equal to 5000. Comparing the results obtained for the axial velocity with the experimental ones of Demartini et al. (2004), as presented in Fig. 2, and for the axial position  $x = 0$  m, one can note that the two series of results are in good agreement.



**FIG. 2:** Validation of the numerical simulation with the experimental results of Dermatini et al. (2004) for the position  $x = 0.159$  m

## 4.2 Hydrodynamic Aspect

Figure 3 shows that the velocity values are very low in the vicinity of the two baffles, especially in the downstream regions, due to the presence of the recirculation zones. The highest speed values appear near the top of the channel, with an acceleration that begins just after the second baffle.

Seven sections were chosen to carry out the hydrodynamic study. These are, respectively,  $x = 0.159$  m,  $x = 0.189$  m,  $x = 0.225$  m,  $x = 0.285$  m,  $x = 0.315$  m,  $x = 0.345$  m, and  $x = 0.525$  m with respect to the canal inlet.

In the upper part of the canal, the negative speeds indicate the presence of a recirculation zone behind the first obstacle (Figs. 4 and 5). One can note that the flow velocity, when approaching the second baffle, decreases in the lower region of the canal but increases in the upper part. This restriction depends heavily on the recirculation zone upstream and downstream of the second baffle and is characterized by the negative values, as shown in Figs. 5 and 6.

At the outlet of the channel, the values of the axial velocity are maximal; they represent more than three times the reference velocity  $U_0$ . These high values are due to the high flow recirculation near the rear face of the second

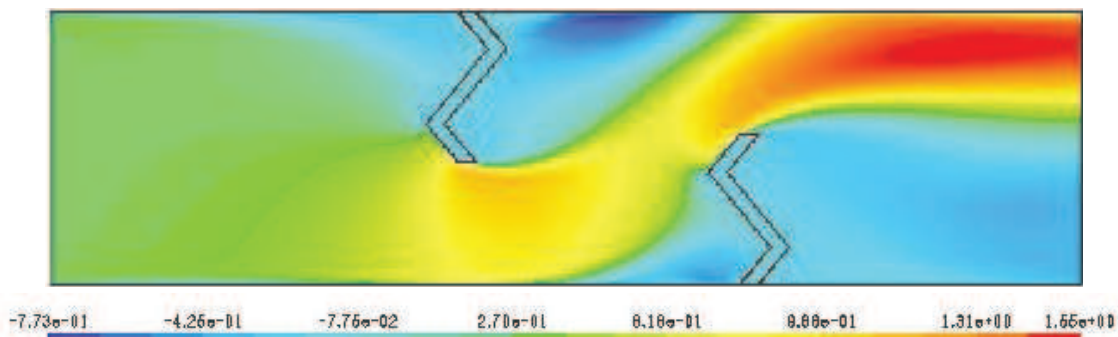


FIG. 3: Contour of the axial velocity

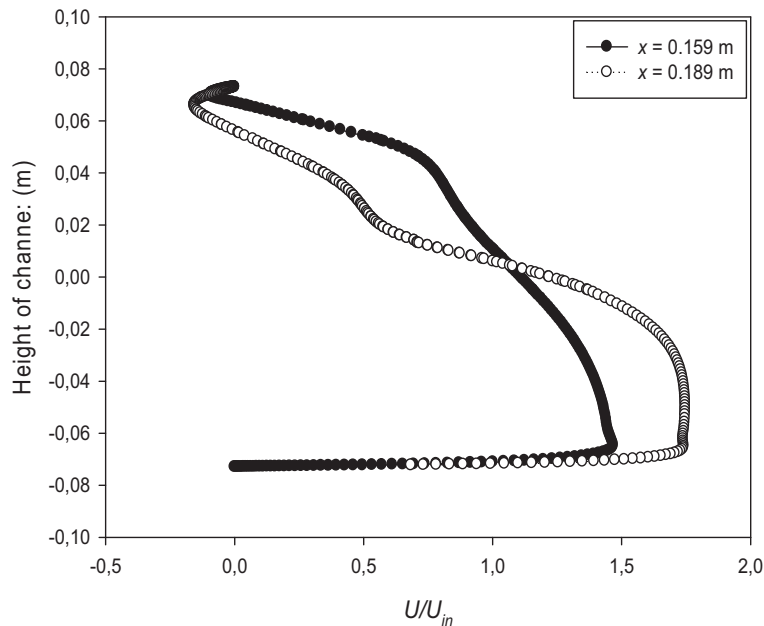
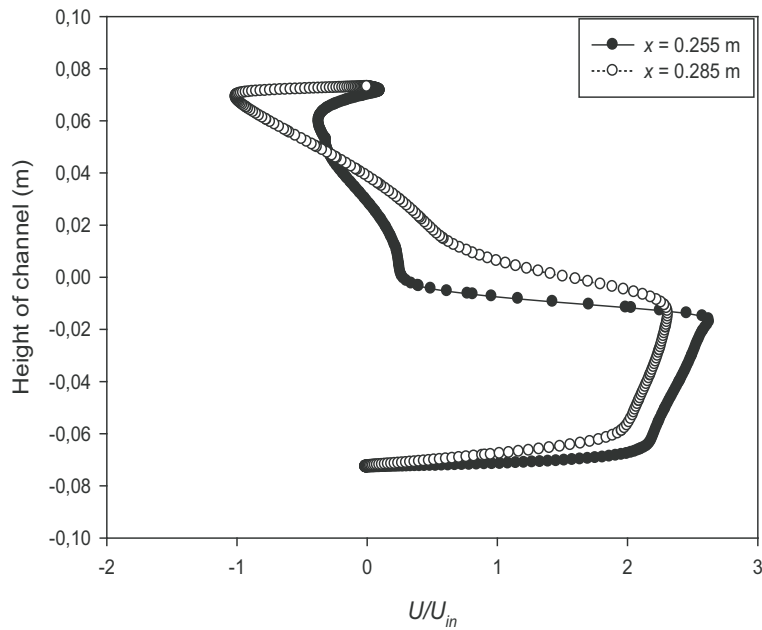
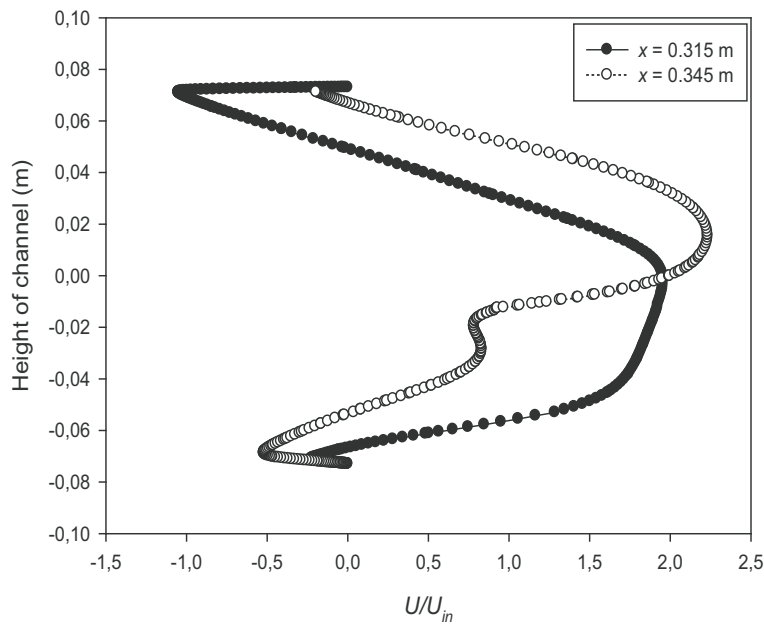


FIG. 4: Profile of the axial velocity upstream of the first baffle



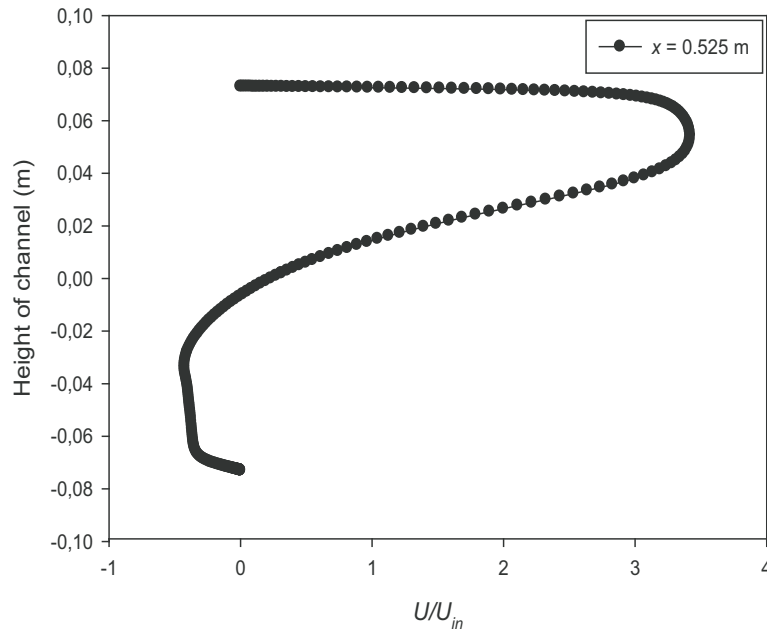
**FIG. 5:** Profile of the axial velocity downstream of the first baffle



**FIG. 6:** Profile of the axial velocity upstream of the second baffle

baffle (Fig. 7).

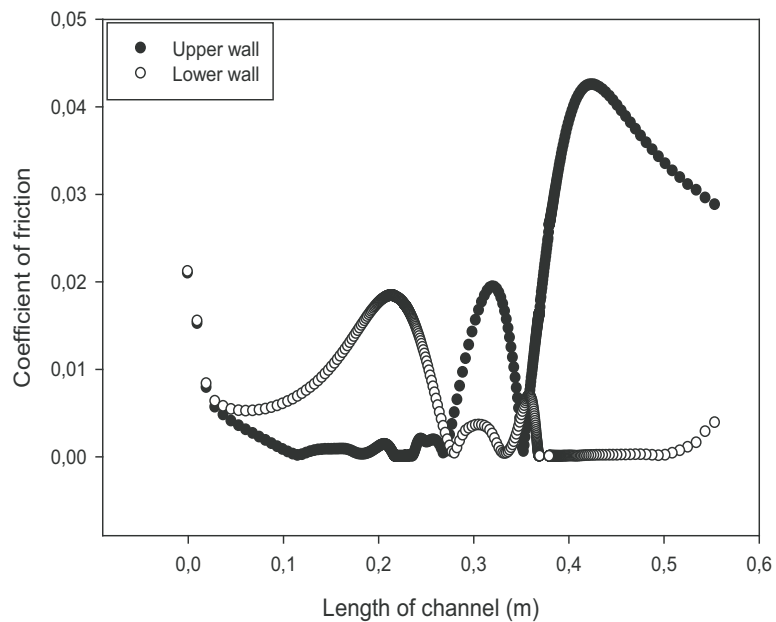
The variation of the friction coefficient along the upper wall indicates that the highest values of this coefficient were found in the intermediate zone due to the recirculation of the fluid downstream of the first fin and at the outlet of the canal. The fluid recirculation was caused by the orientation of the flow by the second baffle toward the upper part of the channel with high velocities. In the area between 0.1 m and 0.22 m, it was found that the coefficient of



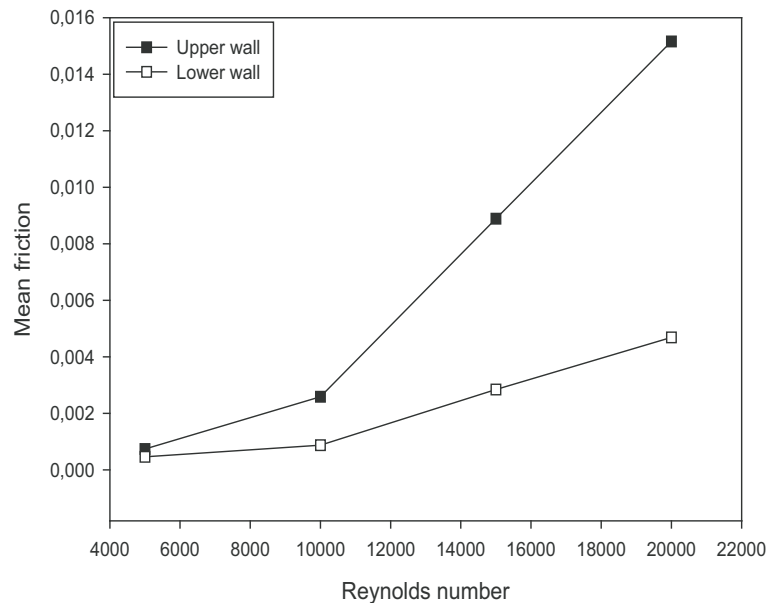
**FIG. 7:** Profile of the axial velocity downstream of the second baffle

friction increased due to the orientation of the flow by the first obstacle toward the lower part of the channel with high velocities. As for the lower wall, it was observed that the lowest values of the friction coefficient were found downstream of the second baffle; this was certainly due to the absence of obstacles (Fig. 8).

As for the pressure drop, given in the nondimensional form by the average coefficient of friction (Fig. 9), it can be seen that when the Reynolds number increases from  $5 \times 10^3$  to  $2 \times 10^5$ , the friction coefficient also rises, especially



**FIG. 8:** Variation of the friction coefficient on the lower and upper walls of the canal



**FIG. 9:** Variation of the average friction coefficient as a function of the Reynolds number

above the value of  $10^5$ .

## 5. CONCLUSION

The present numerical simulation focused on analysis of 2D incompressible turbulent air flow through a rectangular cross-section channel with zigzag (Z-shaped) baffles and fins. The turbulent flow governing equations, based on the  $k$ - $\omega$  SST model used to model the turbulence, were solved numerically by the finite volume approach using the SIMPLE discretization algorithm. The profiles and fields of the axial velocity were obtained for various regions, i.e., upstream, downstream and between the baffles. The obtained results show a significant effect of the presence of the Z baffles on the flow and friction loss characteristics over the range investigated. The profiles and axial velocity distribution showed a relatively intense recirculation zone above the facets of each baffle; this zone moved downstream. The profile and distribution of the coefficient of friction of the lower and upper walls of the pipe were presented to analyze the dynamic behavior of air. Experimental data for hydrodynamic aspects have also been developed for such baffled channels, which gives a good agreement between simulation values and experimental values of axial velocity profiles.

## REFERENCES

- Chang, C.H. and Huang, W.H., Numerical Prediction for Laminar Forced Convection in Parallel-Plate Channels with Transverse Fin Arrays, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. **34**, no. 11, pp. 2739–2749, 1991.
- Dermatni, L.C., Vielmo, H.A., and Moller, S.V., Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel with Baffle Plates, *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. **26**, no. 2, pp. 153–159, 2004.
- Dutta, P. and Dutta, S., Effect of Baffle Size, Perforation, and Orientation on Internal Heat Transfer Enhancement, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. **41**, pp. 3005–3013, 1998.
- Gbaha, P., Etude et Optimisation des Échanges Thermiques et des Performances des Capteurs Solaires Plans a Deux Veines D'air, Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, France, 1989.
- Kelkar, K.M. and Patankar, S.V., Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in Parallel Plate Channel with Staggered Fins, *J. Heat Transfer*, vol. **109**, pp. 25–30, 1987.



- Lopez, J.R., Anand, N.K., and Fletcher, L.S, Heat Transfer in a Three-Dimensional Channel with Baffles, *Numer. Heat Transfer*, vol. **30**, pp. 189–205, 1996.
- Nasiruddin and Kamran Siddiqui, M.H., Heat Transfer Augmentation in a Heat Exchanger Tube using a Baffle, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. **28**, pp. 318–328, 2006.
- Tandiroglu, A., Effect of Flow Geometry Parameters on Transient Heat Transfer for Turbulent Flow in a Circular Tube with Baffle Inserts, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. **49**, pp. 1559–1567, 2006.
- Ward, S., Optimization of the Forms and Provisions of Obstacles in the Mobile Air Vein of Solar Air Collectors at Two Air Layers for the Maximization of the Couple Efficiency–Rise in Temperature, *Thesis of speciality in energetics, University of Valenciennes*, France, February, 1989.
- Roetzel, W. and Lee, D.W., Effect of Baffle/Shell Leakage Flow on Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchanger, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. **8**, pp. 10–20, 1994.

## Résumé

On présente dans ce travail une étude numérique d'un écoulement incompressible bidimensionnel d'air en convection forcée turbulente traversant une conduite rectangulaire munie de chicanes transversales sous forme de zigzag . Les équations gouvernantes, basées sur le modèle  $k - \omega$  standard utilisé pour modéliser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLEC. Les profils et les champs de vitesses axiales, et de la température dans le conduit ont été obtenues pour différents types de géométrie considérée et pour différentes sections choisies, à savoir, en amont, en aval et entre les deux chicanes.

Une étude comparative entre différentes formes de chicanes a été réalisée pour différents paramètres. Correspondants à leurs géométries.

## Abstract

This work presents a numerical study of a two-dimensional incompressible flow of turbulent forced convection air passing through a rectangular pipe with transversal baffles in zigzag form. The governing equations, based on the standard model used to model turbulence, are solved by the finite volume method using the SIMPLEC algorithm. The profiles and axial velocity fields, and the temperatures in the duct were obtained for different types of geometry considered and for different selected sections, namely, upstream, downstream and between the two baffles. a comparative study between different forms of baffle was performed for different parameters. Corresponding to their geometries

## ملخص

يقدم هذا العمل دراسة عددية لتدفق غير قابل للضغط ثنائي الأبعاد لهواء الحمل القسري المضطرب الذي يمر عبر أنبوب مستطيل مع حواجز مستعرضة في شكل متعرج. يتم حل المعادلات الحاكمة ، بناءً على النموذج القياسي المستخدم لنمذجة الاضطراب ، بواسطة طريقة الحجم المحدود باستخدام خوارزمية SIMPLEC. تم الحصول على المجالات وحقول السرعة المحورية ، ودرجات الحرارة في القناة لأنواع مختلفة من الهندسة التي تم النظر فيها وللأقسام المختارة المختلفة ، وهي المنبع والمصب وبين الحاجزين. تم إجراء دراسة مقارنة بين أشكال مختلفة من حواجز