



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

UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID - TLEMCCEN



# THÈSE

Présentée à :

FACULTE DES SCIENCES – DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du diplôme de :

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Physique Energétique et Matériaux

Par :

AMRANI Asma

Sur le thème

---

**ANALYSE NUMERIQUE DES EFFETS DE L'INJECTION  
UNIFORME DE GAZ (AIR) A TRAVERS UNE SURFACE PLANE  
PERFOREE (Application Au Convertisseur Thermo-solaire)**

---

Soutenue publiquement le 23 / 12/2024 à Tlemcen devant le jury composé de :

|                          |              |                       |                    |
|--------------------------|--------------|-----------------------|--------------------|
| BEKHCHI Smain            | Pr.          | Université de Tlemcen | Président de jury  |
| HABCHI Mohammed          | Pr.          | ESSA Tlemcen          | Directeur de thèse |
| LASRI Boumediene         | Pr.          | Université de Saida   | Examineur          |
| AISSANI Mouloud          | D. recherche | CRTI-CHERAGA          | Examineur          |
| MESLI Sidi Mohammed      | Pr.          | ESSA Tlemcen          | Examineur          |
| BRAHMI Nabil Badr Eddine | Pr.          | Université de Tlemcen | Examineur          |

**Laboratoire de Physique Théorique, Faculté des Sciences, Université Abou-  
Bekr Belkaid, P. B. 119, 13000, Tlemcen, Algérie**

## Remerciements

*Je tiens à remercier sincèrement les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer mon travail de thèse et pour leurs remarques pertinentes et constructives. Monsieur LASRI Boumédiène ; Professeur à l'université de Saida, Monsieur AISSANI Mouloud ; directeur de recherche au CERTI –CHERAGA, Monsieur MESLI Sid Mohammed ; Professeur à l'Ecole supérieure en science appliquées de Tlemcen, Monsieur BRAHMI Nabil Badr Eddine ; Professeur à l'université de Tlemcen et Monsieur BEKHCHI Smain ; Professeur à l'université de Tlemcen, qui a présidé cet honorable jury.*

*Je suis profondément reconnaissant à mon directeur de thèse, Monsieur Mohammed Habchi ; Professeur à l'Ecole supérieure en science appliquées de Tlemcen, pour sa confiance, son encouragement et sa patience tout au long de ce projet.*

*J'adresse un remerciement très particulier à mon mari Saad Chaouch Maître de Recherche Classe B au Centre de Recherche en Technologies Industrielles de Chéraga, Alger, pour ses conseils précieux et son soutien face aux défis rencontrés. Pour ses compétences qui m'ont énormément aidé à surmonter les difficultés rencontrées dans cette thèse.*

*Ces remerciements ne seraient pas complets sans une mention spéciale pour mes proches : mes parents, mes enfants, mes frères, pour leur soutien inconditionnel, ainsi qu'à ma meilleure amie, Asmaa Abderrahim, pour son aide durant mes années de post-graduation.*

*Enfin, un grand merci à tous mes enseignants, amis, collègues et à toutes les personnes qui m'ont soutenue de près ou de loin.*



## Résumé

Cette thèse modélise et analyse le capteur solaire thermique plan vitré GTC (Glazed Transpired Collector) en fonction de différentes porosités. Les absorbeurs perforés offrent plusieurs avantages, notamment une meilleure diffusion du rayonnement absorbé au sein de l'absorbeur, ce qui augmente la surface d'échange thermique et réduit la densité de flux aux surfaces absorbantes. Une étude paramétrique basée sur la simulation numérique est réalisée en faisant varier le diamètre de perforation de la plaque absorbante et en fixant son espacement. Le débit massique d'entrée est modifié dans un intervalle important afin de déterminer les points de fonctionnement optimaux. Les équations de diffusion de chaleur et de bilan énergétique sont formulées pour être adaptés à l'analyse de l'influence de la perforation des plaques absorbantes sur les performances thermiques du GTC. Ainsi pourquoi, les hypothèses de base nécessaires sont développées pour simuler le mécanisme d'échange de chaleur aussi précisément que possible. Par conséquent, la conductivité thermique de l'air chauffé est négligée par rapport à celle de l'absorbeur qui permet d'appliquer cette condition de flux de chaleur de surface constant à son puits extérieur ainsi qu'au couvercle de vitrage. La méthodologie de simulation est complétée par un organigramme assisté pour gérer la validation des pertes de rayonnement et des pertes de charge.

**MOTS-CLEFS :** Capteur solaire thermique, Fluent Ansys, Volumes Finis, CFD, Modèle turbulent k-e.

## Abstract

This thesis models and analyzes the glazed transpired collector (GTC) solar thermal sensor according to different porosities. Perforated absorbers offer several advantages, including better diffusion of absorbed radiation within the absorber, which increases the heat exchange area and reduces flux density to the absorbing surfaces. A parametric study based on numerical simulation is carried out by varying the perforation diameter of the absorbent plate while keeping its spacing fixed. The input mass flow rate is modified in a wide range to identify optimal operating points. The heat diffusion and energy balance equations are formulated to be adapted for the analysis of the influence of perforation of absorbent plates on the thermal performance of GTC. Therefore, the necessary basic assumptions are developed to simulate the heat exchange mechanism as accurately as possible. Consequently, the thermal conductivity of the heated air is neglected compared to that of the absorber, allowing the application of this constant surface heat flux condition to its outer surface, as well as to the glazing cover. The simulation approach is complemented by a detailed flowchart to manage the validation of radiation losses and pressure losses.

**KEYWORDS:** Solar thermal collector, Fluent Ansys, Finite Volumes, CFD, k-e turbulent model.

## ملخص

تهدف هذه الأطروحة إلى نمذجة وتحليل مُستقبل الإشعاع الشمسي الحراري الزجاجي المُنفذ (GTC) وفقًا لمختلف المساميات. توفر الممتصات المثقبة العديد من المزايا، بما في ذلك تشتت أفضل للإشعاع الشمسي الممتص داخل الممتص، مما يؤدي إلى زيادة مساحة تبادل الحرارة وتقليل كثافة التدفق على الأسطح الممتصة. تم إجراء دراسة بارامترية تعتمد على المحاكاة العددية من خلال تغيير قطر الثقوب في اللوح الممتص مع الحفاظ على تباعدها ثابتًا. تم تعديل معدل تدفق الكتلة الوارد ضمن نطاق واسع لتحديد نقاط التشغيل المثلى. تم صياغة معادلات انتشار الحرارة وموازنة الطاقة لتتناسب مع تحليل تأثير ثقوب الألواح الممتصة على الأداء الحراري لـ GTC. لذلك، تم تطوير الافتراضات الأساسية الضرورية لمحاكاة آلية تبادل الحرارة بأكبر قدر ممكن من الدقة. وبالتالي، تم إهمال الموصلية الحرارية للهواء الساخن مقارنةً بالممتص، مما يسمح بتطبيق شرط تدفق الحرارة السطحي الثابت على سطحه الخارجي وكذلك على غطاء الزجاج. تم استكمال منهجية المحاكاة بمخطط انسيابي مفصل لإدارة التحقق من خسائر الإشعاع وخسائر الضغط.

**الكلمات الدالة:** المجمع الحراري الشمسي، Fluent Ansys، الأحجام المحدودة، CFD، النموذج المضطرب k-e.

## Table des matières

|                                                                                                |             |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| <u>Remerciements.....</u>                                                                      | <u>i</u>    |
| <u>Résumé.....</u>                                                                             | <u>iii</u>  |
| <u>Abstract.....</u>                                                                           | <u>iv</u>   |
| <u>ملخص.....</u>                                                                               | <u>v</u>    |
| <u>Table des matières.....</u>                                                                 | <u>vi</u>   |
| <u>Liste des figures.....</u>                                                                  | <u>x</u>    |
| <u>Liste des tableaux.....</u>                                                                 | <u>xii</u>  |
| <u>Liste des symboles et acronymes.....</u>                                                    | <u>xiii</u> |
| <u>Introduction Générale.....</u>                                                              | <u>1</u>    |
| Chapitre I : Etat de l’art sur les capteurs solaires thermiques plan vitré à air .....         | 4           |
| I.1. Introduction .....                                                                        | 4           |
| I.2. La ressource solaire en Algérie .....                                                     | 4           |
| I.3. Classification des capteurs solaires thermiques à air (CSTA) .....                        | 9           |
| I.3.1. Capteur solaire thermique plan (Flat-Plate Solar Air Heater).....                       | 11          |
| I.3.1.1. Capteur solaire thermique plan non-transpiré vitré .....                              | 11          |
| I.3.1.2. Capteur solaire thermique plan transpiré .....                                        | 12          |
| I.3.1.3. Capteurs solaire thermique plan transpiré vitrés à air .....                          | 14          |
| I.3.2. Capteurs tubulaires sous vide .....                                                     | 16          |
| I.4. Performances thermiques du capteur solaire thermique à air : .....                        | 17          |
| I.4.1. Performances thermiques .....                                                           | 20          |
| I.4.2. Performances hydrauliques .....                                                         | 20          |
| I.4.3. Performances thermo-hydrauliques.....                                                   | 21          |
| I.5. Conclusion.....                                                                           | 21          |
| Chapitre II : Modélisation de la convection dans le capteur solaire thermique plan à air ..... | 23          |
| II.1. Introduction .....                                                                       | 23          |
| II.2. Equations du transfert de chaleur par convection.....                                    | 23          |
| II.2.1. Loi de conservation de la masse.....                                                   | 26          |
| II.2.2. Principe de conservation de la quantité de mouvement .....                             | 28          |
| II.2.2.1 Quantité de mouvement .....                                                           | 29          |
| II.2.2.2 Equation de Navier-Stokes.....                                                        | 30          |

|                |                                                                |    |
|----------------|----------------------------------------------------------------|----|
| II.2.2.        | Premier principe de la thermodynamique .....                   | 33 |
| II.2.3.        | Deuxième principe de la thermodynamique.....                   | 37 |
| II.2.4.        | Modes de transfert de la chaleur.....                          | 38 |
| II.2.4.1       | Loi de Fourier .....                                           | 39 |
| II.2.4.2       | Loi de refroidissement de Newton .....                         | 40 |
| II.2.4.3       | Loi de Stefan ou de Stefan-Boltzmann de radiaion .....         | 41 |
| II.3.          | Modélisation bidimensionnelle des écoulements turbulents ..... | 43 |
| II.3.1.        | Equations gouvernantes des écoulements turbulents .....        | 44 |
| II.3.1.        | Intérêt de la modélisation de la turbulence.....               | 45 |
| II.4.          | Modélisation bidimensionnelle du problème étudié.....          | 48 |
| II.4.1.        | Equations gouvernantes.....                                    | 48 |
| II.4.2.        | Modèle turbulent k- $\epsilon$ .....                           | 50 |
| II.4.3.        | Conditions aux limites.....                                    | 51 |
| II.4.4.        | Rendement et efficacité du capteur .....                       | 52 |
| II.4.          | Conclusion.....                                                | 52 |
| Chapitre III : | Résolution numérique par Fluent CFD.....                       | 54 |
| III.1.         | Introduction .....                                             | 54 |
| III.2.         | Choix de la méthode numérique :.....                           | 54 |
| III.3.         | Principe de la méthode des volumes finis .....                 | 54 |
| III.4.         | Notion de maillage.....                                        | 56 |
| III.5.         | Présentation des logiciels Gambit et Fluent .....              | 57 |
| III.5.1.       | Préprocesseur Gambit .....                                     | 57 |
| III.5.1.1.     | Démarrage de Gambit .....                                      | 57 |
| III.5.1.2.     | Les commandes dans le Gambit .....                             | 58 |
| III.5.1.3.     | Spécification du schéma des éléments face.....                 | 63 |
| III.5.1.5.     | Spécification du type de maillage des éléments face .....      | 64 |
| III.5.1.6.     | Construction de la géométrie.....                              | 65 |
| III.5.2.       | Choix de type de maillage .....                                | 65 |
| III.5.2.1      | Maillage structuré (Quadra/hexa) :[3].....                     | 65 |
| III.5.2.2.     | Maillage non structuré (Tri/Tétra) :[3].....                   | 66 |
| III.5.2.3.     | Maillage hybride : [3].....                                    | 66 |
| III.5.3.       | Techniques générales de génération du maillage.....            | 67 |
| III.5.4.       | Qualité d'un maillage.....                                     | 67 |

|                                                                                             |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| III.5.5. Génération d'un maillage couche limite .....                                       | 68 |
| III.5.6. Conditions aux limites et définition de domaines .....                             | 68 |
| III.5.7. Exportation du maillage de Gambit .....                                            | 69 |
| III.5.8. Code Fluent .....                                                                  | 70 |
| III.5.8.1. Interface du code Fluent .....                                                   | 70 |
| III.5.8.2. Condition aux limites utilisée par le code Fluent .....                          | 72 |
| III.5.8.3. Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique par fluent .....      | 72 |
| III.6. Solution numérique.....                                                              | 73 |
| III.7. Conclusion .....                                                                     | 74 |
| Chapitre IV : Analyse numérique de l'effet de la porosité sur l'efficacité du capteur ..... | 76 |
| IV.1. Introduction .....                                                                    | 76 |
| IV.2. Description et géométrie du problème.....                                             | 76 |
| IV.3. Simulation numérique et discussion des résultats .....                                | 78 |
| IV.2.1. Distributions et profils de la température et de la vitesse .....                   | 79 |
| IV.2.2. Efficacité thermique, échange de chaleur et différence de température.....          | 86 |
| IV.3. Conclusion.....                                                                       | 89 |
| Conclusion Générale.....                                                                    | 91 |
| Références bibliographiques.....                                                            | 93 |

## Liste des figures

|                                                                                                                                                                                                                                                                           |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure (I.1). Carte mondiale de l'irradiation solaire, <a href="https://www.vaisala.com/en/blog/2020-03/updated-solar-irradiance-data-sets-released">https://www.vaisala.com/en/blog/2020-03/updated-solar-irradiance-data-sets-released</a> . ....                       | 6  |
| Figure (I.2). Bulletin de météo du mois de Janvier 2019 à Batna, Algérie : <a href="https://www.historique-meteo.net">https://www.historique-meteo.net</a> . ....                                                                                                         | 7  |
| Figure (I.3). Production de chaleur des collecteurs solaires thermiques à plaque plane, (A) de manière saisonnière et (B) annuelle en Europe (à gauche) et aux États-Unis (à droite). ....                                                                                | 8  |
| Figure (I.4). Classification des collecteurs solaires thermiques et leurs applications [1]. ....                                                                                                                                                                          | 9  |
| Figure (I.5). Classification des capteurs thermiques solaires à air. ....                                                                                                                                                                                                 | 10 |
| Figure (I.6). Schéma d'un Système solaire passif selon le principe du mur Trombe [10]. ....                                                                                                                                                                               | 12 |
| Figure (I.7). Capteur solaire transpiré non vitré orienté verticalement [11]. ....                                                                                                                                                                                        | 14 |
| Figure (I.8). Schéma des capteurs solaires vitrés a) plats et b) perforés. ....                                                                                                                                                                                           | 15 |
| Figure (I.9). Capteur solaire thermique plan vitré à air. ....                                                                                                                                                                                                            | 15 |
| Figure (I.10). Représentation schématisée du fonctionnement d'un capteur solaire à air à tubes sous vide [12]. ....                                                                                                                                                       | 17 |
| Figure (I.11). Représentation schématisée et vue illustrée du réchauffeur d'air solaire tubulaire sous vide fabriqué [12]. ....                                                                                                                                           | 17 |
| Figure (I.12). Capteur solaire thermique à air conventionnel. ....                                                                                                                                                                                                        | 20 |
| Figure (II.1). Principe de conservation de la masse et volume de contrôle dans un champ d'écoulement pour la dérivation de l'équation de continuité. ....                                                                                                                 | 27 |
| Figure (II.2). Contraintes normales et de cisaillement agissant sur un élément de fluide. (a) Toutes les contraintes agissant sur un élément de fluides et (b) uniquement les contraintes de cisaillement dans les directions x et y (positives et négatives), [17]. .... | 31 |
| Figure (II.3). Contraintes normales et de cisaillement agissant sur un élément de volume de fluide. ....                                                                                                                                                                  | 34 |
| Figure (II.4). Schéma de principe d'un GTC plat avec plaque perforée et géométrie de réglage des conditions aux limites. ....                                                                                                                                             | 49 |
| Figure (III.1). Volume de contrôle typique pour une situation 2D. ....                                                                                                                                                                                                    | 55 |
| Figure (III.2). Schéma du maillage. ....                                                                                                                                                                                                                                  | 56 |
| Figure (III.3). Schéma du maillage. ....                                                                                                                                                                                                                                  | 57 |
| Figure (III.4). Vue globale. ....                                                                                                                                                                                                                                         | 58 |
| Figure (III.5). Les opérations pour construire une géométrie. ....                                                                                                                                                                                                        | 65 |
| Figure (III.6). Exemple de maillage. ....                                                                                                                                                                                                                                 | 66 |
| Figure (III.7). Génération d'un maillage couche limite. ....                                                                                                                                                                                                              | 68 |
| Figure (III.8). Définition des conditions aux limites. ....                                                                                                                                                                                                               | 69 |
| Figure (III.9). Exportation d'un maillage. ....                                                                                                                                                                                                                           | 69 |
| Figure (III.10). Type de résolution. ....                                                                                                                                                                                                                                 | 71 |
| Figure (III.11). Vue globale de Fluent. ....                                                                                                                                                                                                                              | 71 |
| Figure (III.12). Allures de l'évolution des résidus de canal. ....                                                                                                                                                                                                        | 74 |
| Figure (IV.1). Schéma de principe d'un GTC plat avec plaque perforée. ....                                                                                                                                                                                                | 77 |
| Figure (IV.2). Réduction en 2D du problème de l'influence de l'effet de la porosité et de la variation du débit d'air sur la convection. ....                                                                                                                             | 78 |
| Figure (IV.3). Organigrammes des méthodes de simulation. ....                                                                                                                                                                                                             | 80 |
| Figure (IV.4). Distribution de la température et de la vitesse le long du GTC avec plaque 1 pour $U_{in}=0.6$ m/s, $T_{in}=288$ °K, $q_g=80$ W/m <sup>2</sup> et $q_s=300$ W/m <sup>2</sup> . ....                                                                        | 81 |

|                                                                                                                                                                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figure (IV.5). Zoom de distribution de température et de vitesse au voisinage de la plaque 1 à l'entrée pour $U_{in}=0.6$ m/s. ....                                                                                | 82 |
| Figure (IV.6). De haut en bas, profils de vitesse axiale à l'entrée, au milieu et à la sortie le long du GTC avec la plaque 1 pour $U_{in}= [0,2\div3]$ m/s. ....                                                  | 83 |
| Figure (IV.7). De haut en bas, profils de température à l'entrée, au milieu et à la sortie le long du GTC avec la plaque 1 pour $U_{in}= [0,2\div3]$ m/s. ....                                                     | 84 |
| Figure (IV.8). Profils de température de l'air au voisinage de la plaque 1 le long de l'absorbeur pour $U_{in}= [0.2\div3]$ m/s, (a) en dessus de la plaque de 0.1 mm et (b) en dessous de la plaque de 0.1 mm.... | 85 |
| Figure (IV.9). Effet du débit massique sur la différence de température pour différents absorbeurs perforés. ....                                                                                                  | 86 |
| Figure (IV.10). Effet du débit massique sur l'efficacité de l'échange thermique pour différents absorbeurs perforés. ....                                                                                          | 87 |
| Figure (IV.11). Effet du débit massique sur le rendement thermique pour différents absorbeurs perforés. ....                                                                                                       | 87 |
| Figure (IV.12). Efficacité thermique pour un intervalle prolongé d'entrée de vitesse pour la plaque perforée 1.....                                                                                                | 88 |
| Figure (IV.13). Efficacité de l'échange de chaleur pour un intervalle prolongé dans l'entrée de vitesse pour la plaque perforée 1.....                                                                             | 88 |
| Figure (IV.14). Différence de température pour un intervalle prolongé dans l'entrée de vitesse pour la plaque perforée 1.....                                                                                      | 89 |

# **Introduction Générale**

## Introduction générale

Le soleil, une source d'énergie presque inépuisable, représente une énergie gratuite exploitée principalement par deux types de capteurs : les capteurs thermiques et les capteurs photovoltaïques, à condition que cela soit économiquement rentable [1-3]. Le système solaire doit s'appuyer sur les économies d'exploitation liées à la gratuité de l'énergie, tout en surmontant de nombreuses difficultés techniques pour minimiser les coûts d'installation, d'exploitation et d'entretien, tout en visant une efficacité maximale [4-7].

Les capteurs solaires thermiques convertissent l'énergie lumineuse du soleil en chaleur. Ils contiennent un absorbeur qui se réchauffe par le rayonnement solaire et transfère sa chaleur à un fluide caloporteur (air, eau ou eau glycolée) par convection. Cette chaleur est ensuite utilisée pour le séchage des récoltes, le chauffage des locaux et la production d'eau chaude domestique dans certains procédés industriels [1, 2, 8-12].

L'énergie solaire ne peut pas remplacer entièrement les énergies fossiles en raison des surfaces immenses nécessaires, mais elle permet de réaliser des économies d'énergie significatives. Même dans les régions à faible ensoleillement, comme en Europe du Nord, le potentiel solaire est considérable. La principale limite de son utilisation est sa variabilité : l'intensité du rayonnement solaire varie selon le lieu, le moment de la journée, la saison et les conditions climatiques, sans oublier la difficulté de stockage efficace à un coût acceptable [1,2].

L'Algérie possède un potentiel important en énergie solaire, prêt à être exploité. L'une des applications les plus prometteuses est le captage solaire pour répondre aux besoins énergétiques, surtout des populations sahariennes.

De nombreux systèmes exploitent l'enveloppe du bâtiment pour capter l'énergie solaire et chauffer l'air à l'intérieur. Thermiquement, l'enveloppe doit minimiser les pertes de chaleur vers l'extérieur [1, 4 et 5]. On distingue alors trois systèmes :

- Les systèmes non vitrés opaques au rayonnement solaire tels que les murs verticaux (métallique, brique ou en béton) ;
- Les systèmes vitrés tels que les cheminés solaires, les murs trombes, les façades doubles peaux, les murs capteurs accumulateurs à isolation transparente « Transparent Insulation Material » ;
- Les systèmes de chauffage solaire de l'air (SCSA) à plaque perforée opaque ou transparente au rayonnement solaire appelés parfois capteurs solaires perforés non vitrés « Unglazed Transpired Collector » (UTCs), et les capteurs solaires à vitrage perforé « Glazed Transpired Collector » (GTCs).

Cette thèse porte sur les capteurs solaires thermiques plans vitrés à air (Flat-Plate Solar Air Heater). Un système d'équations décrivant leur fonctionnement a été établi, suivi d'une modélisation mathématique, dont les résultats ont été analysés et discutés graphiquement. L'ouvrage se divise en quatre chapitres, chacun contribuant progressivement à la compréhension et à l'optimisation du dispositif étudié.

Le premier chapitre dresse un état de l'art des capteurs solaires thermiques, en se concentrant sur les capteurs plans à air. Il décrit leurs caractéristiques, catégories et applications, tout en proposant une étude bibliographique des types et éléments constitutifs des capteurs solaires plans. Enfin, il résume certaines recherches pertinentes dans ce domaine.

Dans le deuxième chapitre, nous rappelons les principes de la convection thermique à travers les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Nous décrivons ensuite la géométrie du problème et le modèle physique adopté, établi par des hypothèses simplificatrices et des conditions aux limites pour la modélisation en 2D. L'objectif est d'examiner l'influence de la variation de la porosité et du débit d'air à l'entrée du capteur.

Le troisième chapitre présente le logiciel Fluent CFD pour la simulation numérique, en décrivant la méthode des volumes finis, le processus de maillage, et les schémas de discrétisation utilisés pour résoudre les équations algébriques linéarisées. Les conditions initiales et aux limites, ainsi que la méthode de résolution adoptée, y sont également détaillées.

Le quatrième chapitre traite de la simulation numérique du capteur solaire thermique plan vitré à air sous diverses conditions de porosité et de débit d'air. Les résultats sont analysés pour évaluer l'impact de ces variations sur les performances du capteur.

Enfin, une conclusion générale synthétise les résultats principaux et souligne les contributions essentielles de ce travail de thèse.

# **Chapitre I**

## **Etat de l'art sur les capteurs solaires thermiques plan vitré à air**

## **Chapitre I : Etat de l'art sur les capteurs solaires thermiques plan vitré à air**

### **I.1. Introduction**

Le soleil, ce gisement pratiquement inépuisable représente une énergie purement gratuite dont l'exploitation s'effectue généralement par deux classes de capteurs solaires : les capteurs solaires thermiques et les capteurs solaires photovoltaïques à condition qu'elle soit économiquement rentable. Donc, le système solaire doit bien sûr compter sur les économies d'opération, dues à la gratuité de la source énergétique, mais doit aussi relever de nombreuses difficultés techniques afin de minimiser les coûts d'installation, d'opération et d'entretien, en plus d'atteindre une très grande efficacité [1-7].

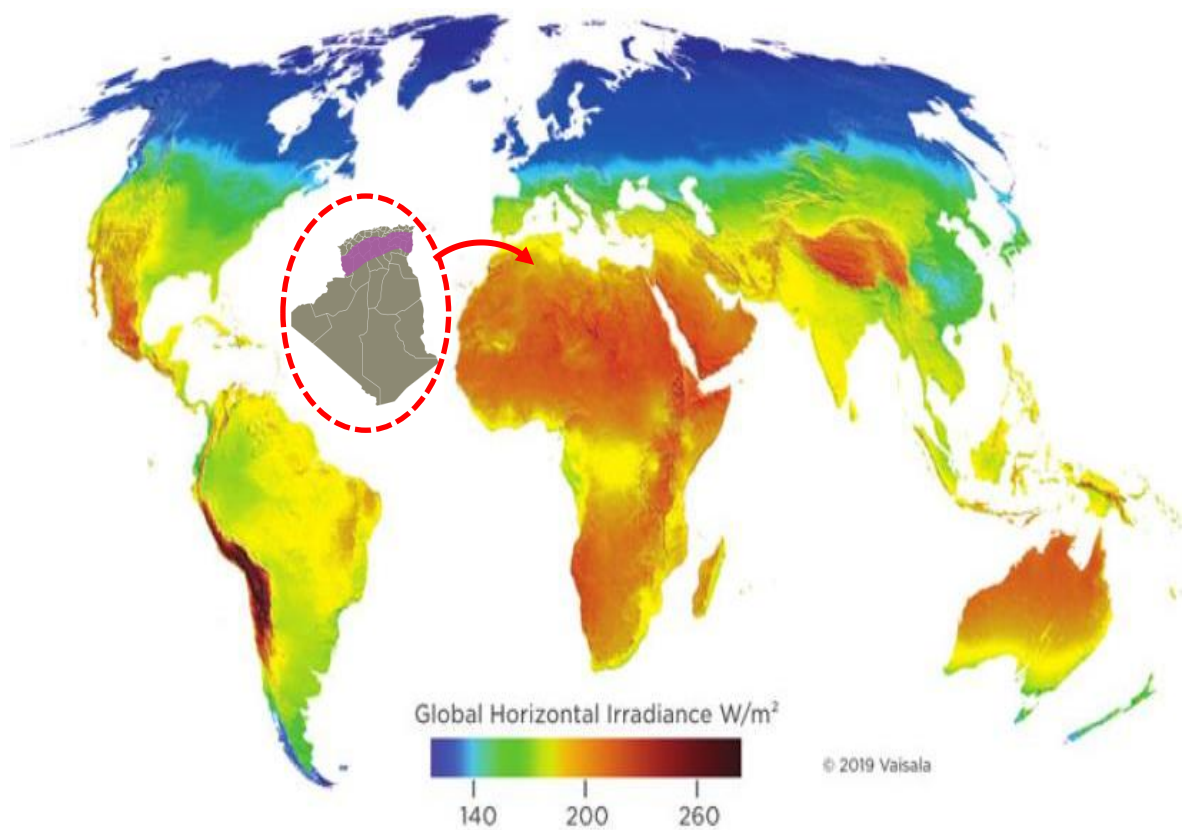
Les capteurs solaires thermiques sont des convertisseurs thermo-solaires qui transforment l'énergie de lumière provenant du soleil en chaleur. Autrement dit, on y retrouve toujours un élément réchauffé par le rayonnement solaire qui est l'absorbeur qui cède sa chaleur à un fluide caloporteur (air, eau ou de l'eau glycolée) grâce au transfert par convection. Cette chaleur est ensuite utilisée pour le séchage des récoltes, le chauffage des locaux et le chauffage à l'eau chaude domestique dans certains processus industriels [8-12].

Comme ce travail de thèse s'articule autour de la première classe et précisément les capteurs solaires thermiques plans vitrés à air (Flat-Plate Solar Air Heater). Néanmoins, ci-après on présentera les différents types de collecteurs solaires thermiques existant.

### **I.2. La ressource solaire en Algérie**

Un inventaire de la quantité d'énergie solaire qui est reçue sur terre est illustré à la Figure (I.1). Selon cette carte on voit clairement que les endroits les plus ensoleillés du globe sont généralement les zones désertiques. Les hauts plateaux d'Algérie (la bande en violet) en particulier la région de Batna, Sétif et Djelfa, sont souvent caractérisés par des hivers rigoureux durant lesquels, il fait de 2 à 10°C en moyenne mais ils sont davantage ensoleillés qu'au nord

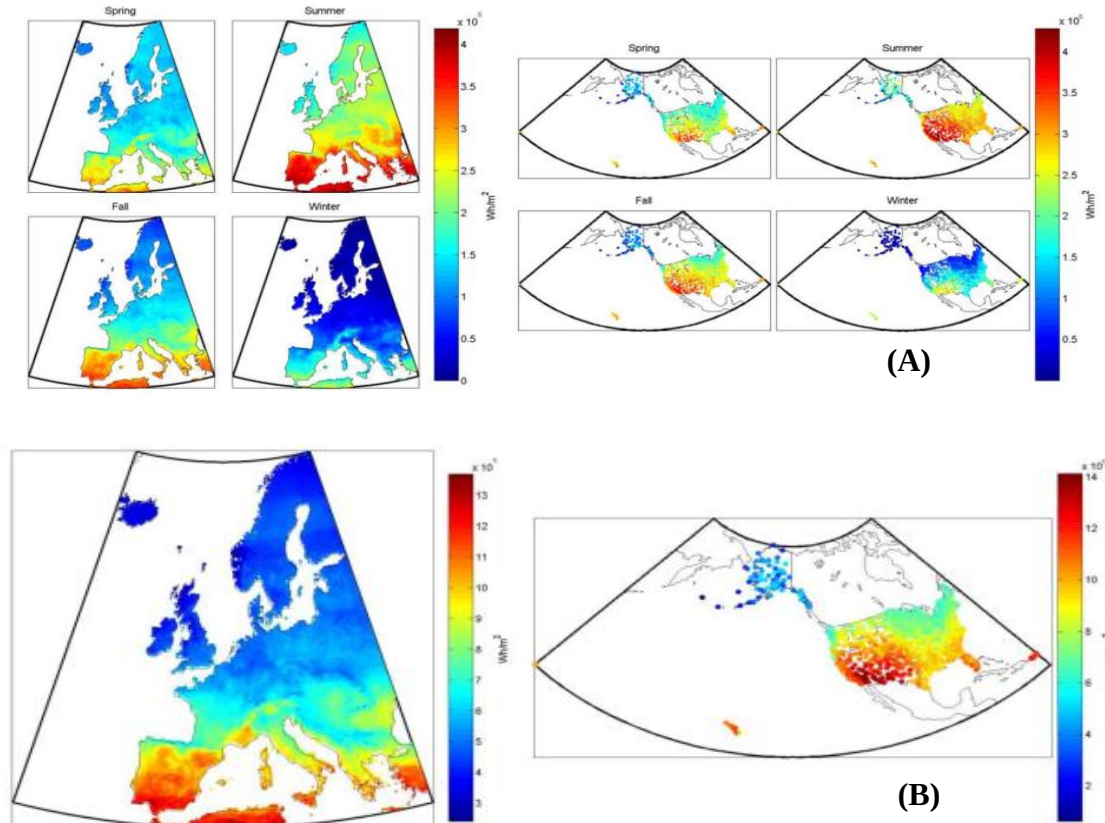
du pays tout au long du littoral méditerranéen (voir à titre d'exemple le bulletin de météo du mois de Janvier 2019 à Batna illustré à la Figure (I.2)). Donc, sur cette zone, c'est en moyenne plus de 2000 kWh/m<sup>2</sup> d'énergie solaire qui tombe en une année sur une surface horizontale, c'est-à-dire, directement au sol. Toutefois, si on oriente adéquatement la surface frappée par le soleil, à savoir qu'on la place à une inclinaison équivalente à la latitude du lieu (par exemple 35° pour la ville de Batna) et qu'on l'oriente face au sud, on récupérera un peu plus d'énergie, soit 2 500 kWh/m<sup>2</sup> en moyenne par année. A cet effet, l'utilisation des capteurs solaires thermiques dans les applications de chauffage des locaux et d'approvisionnement en eau chaude domestique et même de séchage des récoltes suscitent bel et bien l'investissement dans ce secteur énergétique. Malheureusement, bien que le soleil soit gratuit, l'investissement initial pour la mise en service d'installations solaires thermiques est plus ou moins élevé que celui d'une chaudière au gaz de capacité équivalente [1,5,6]. Néanmoins, à moyen et à long terme avec les avancées en termes de nouvelles technologies, de matériau, de technique de contrôle et de commande et surtout avec la flambée des prix de gaz naturel ainsi que le coût plus élevé d'exploitation du gaz de schiste conduira tôt ou tard à s'investir intensivement de l'énergie thermo-solaire.



**Figure (0.1).** Carte mondiale de l'irradiation solaire, <https://www.vaisala.com/en/blog/2020-03/updated-solar-irradiance-data-sets-released>.

| Jour       | Températures et précipitations                                                      |                                                   |            |                                                                                                                                         |
|------------|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 01/01/2019 |    | Températures : 4°C/9°C<br>Précipitations : 0mm    | 16/01/2019 |  Températures : 0°C/7°C<br>Précipitations : 0mm      |
| 02/01/2019 |    | Températures : 4°C/13°C<br>Précipitations : 0mm   | 17/01/2019 |  Températures : -1°C/6°C<br>Précipitations : 0mm     |
| 03/01/2019 |    | Températures : 1°C/6°C<br>Précipitations : 0.4mm  | 18/01/2019 |  Températures : -1°C/8°C<br>Précipitations : 0mm     |
| 04/01/2019 |    | Températures : 1°C/4°C<br>Précipitations : 2.5mm  | 19/01/2019 |  Températures : -1°C/6°C<br>Précipitations : 2.6mm    |
| 05/01/2019 |    | Températures : 0°C/5°C<br>Précipitations : 0.5mm  | 20/01/2019 |  Températures : -1°C/7°C<br>Précipitations : 0.4mm    |
| 06/01/2019 |    | Températures : 0°C/11°C<br>Précipitations : 0mm   | 21/01/2019 |  Températures : 1°C/6°C<br>Précipitations : 2.2mm     |
| 07/01/2019 |    | Températures : -1°C/5°C<br>Précipitations : 0mm   | 22/01/2019 |  Températures : 2°C/3°C<br>Précipitations : 7mm       |
| 08/01/2019 |  | Températures : -2°C/6°C<br>Précipitations : 0mm   | 23/01/2019 |  Températures : -2°C/5°C<br>Précipitations : 5.9mm   |
| 09/01/2019 |  | Températures : -1°C/7°C<br>Précipitations : 0mm   | 24/01/2019 |  Températures : -1°C/4°C<br>Précipitations : 33.7mm |
| 10/01/2019 |  | Températures : -1°C/3°C<br>Précipitations : 4.1mm | 25/01/2019 |  Températures : -3°C/1°C<br>Précipitations : 5.3mm  |
| 11/01/2019 |  | Températures : -5°C/1°C<br>Précipitations : 1.1mm | 26/01/2019 |  Températures : 0°C/4°C<br>Précipitations : 1.5mm   |
| 12/01/2019 |  | Températures : -4°C/2°C<br>Précipitations : 1mm   | 27/01/2019 |  Températures : 1°C/9°C<br>Précipitations : 0mm    |
| 13/01/2019 |  | Températures : -2°C/8°C<br>Précipitations : 0.1mm | 28/01/2019 |  Températures : -1°C/4°C<br>Précipitations : 1mm    |
| 14/01/2019 |  | Températures : 1°C/10°C<br>Précipitations : 0mm   | 29/01/2019 |  Températures : 0°C/4°C<br>Précipitations : 3.6mm   |
| 15/01/2019 |  | Températures : 0°C/9°C<br>Précipitations : 0mm    | 30/01/2019 |  Températures : 2°C/5°C<br>Précipitations : 1.9mm   |
|            |                                                                                     |                                                   | 31/01/2019 |  Températures : 2°C/7°C<br>Précipitations : 0.2mm   |

Figure (0.2). Bulletin de météo du mois de Janvier 2019 à Batna, Algérie : <https://www.historique-meteo.net>.



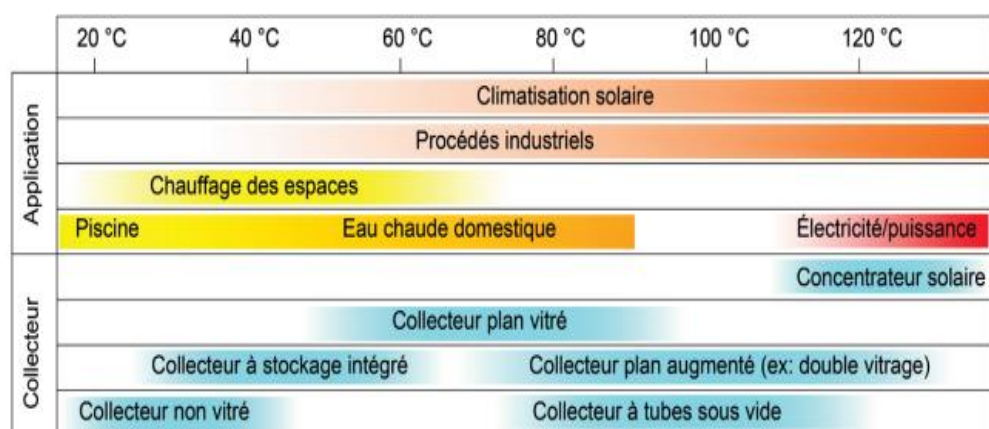
**Figure (0.3).** Production de chaleur des collecteurs solaires thermiques à plaque plane, (A) de manière saisonnière et (B) annuelle en Europe (à gauche) et aux États-Unis (à droite).

D'ailleurs, les pays occidentaux tel que le nord de l'Amérique et l'Europe misent de manière prépondérante sur cette source d'énergie [1, 2, 6 et 7]. Sur la Figure (I.3), des résultats pour la production de chaleur annuelle et saisonnière typique en utilisant des capteurs solaires thermiques plans vitrés sont illustrés par rapport à l'Europe et aux États-Unis. Ces résultats sont issus des modèles intégrés dans une simulation qui utilise les données météorologiques d'une année météorologique typique pour créer une série chronologique annuelle de production de chaleur et d'électricité pour chaque système sur 12846 sites en Europe et 1020 sites aux États-Unis. Grâce à cette simulation, les systèmes composés de diverses permutations de types de collecteurs et de technologies peuvent être comparés géo-spatialement et temporellement en termes de leur production typique à chaque emplacement [7].

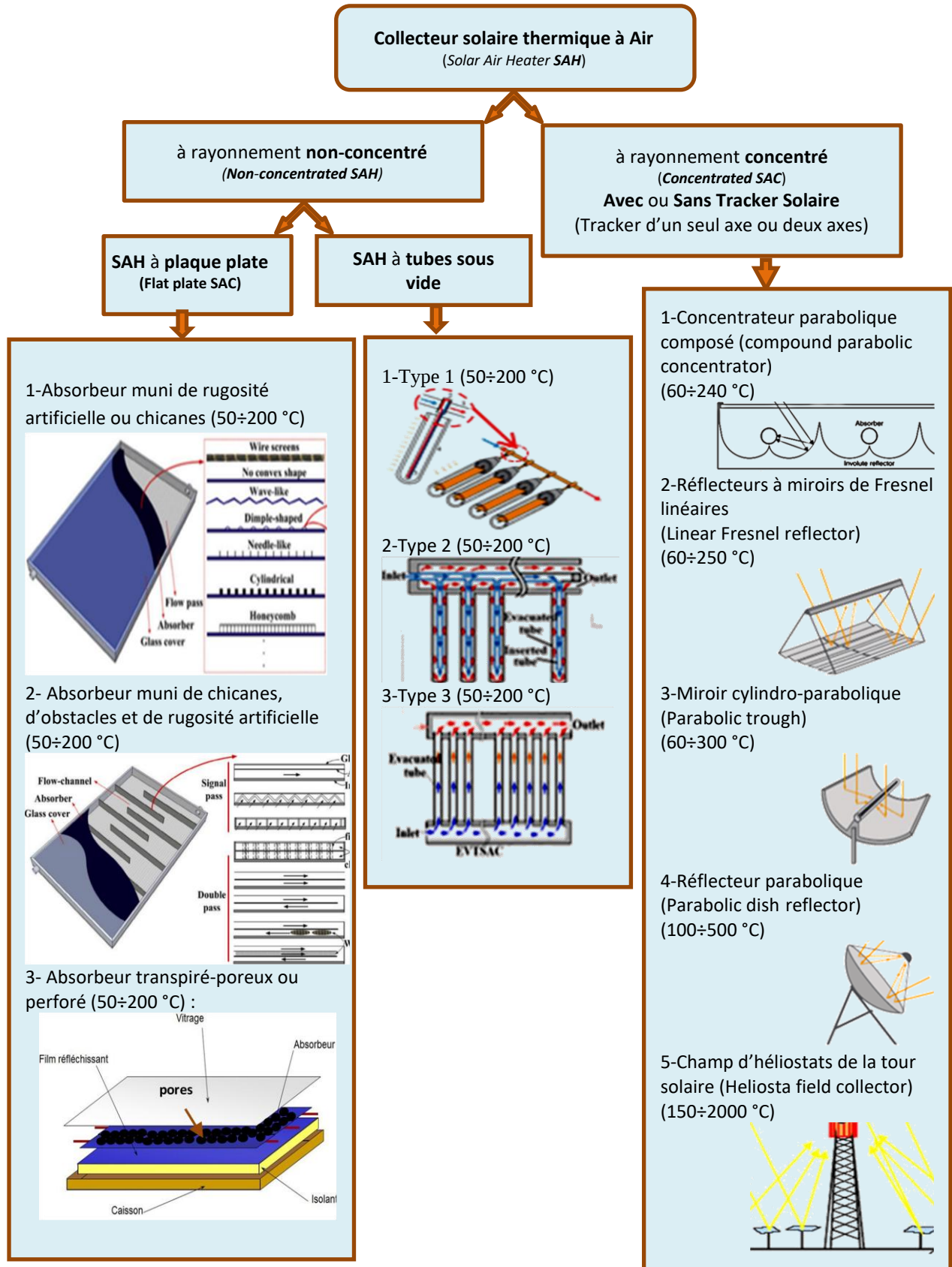
### I.3. Classification des capteurs solaires thermiques à air (CSTA)

Il existe plusieurs types de collecteurs solaires thermiques. Leur fonctionnement peut varier d'une technologie à l'autre. La Figure (I.4) présente une classification en fonction de la température de sortie du fluide caloporteur, les applications potentielles et le type de collecteur qui peut être employé pour répondre au besoin.

Alors que dans nos jours les CSTAs peuvent atteindre des températures nettement plus élevées grâce aux améliorations apportées au niveau de la construction, des matériaux choisis et de la concentration du rayonnement solaire [7, 8 et 9]. En fait, la classification des CSTAs est parfois incomplète voire ambiguë car elle se diffère d'un point de vue à un autre selon le critère adopté tels que la concentration du rayonnement solaire (linéaires, ponctuels, fixe ou mobile), la structure de l'absorbeur (plate ou tube), la forme de l'absorbeur (absorbeur poreux, treillis ou perforé), la surface de l'absorbeur (rugosité artificielle, muni d'obstacles ou de chicanes) et le passage du débit d'air (à un seul passage ou à double passages et plus). Cette variété de choix est toujours dans le but d'aboutir à des CSTAs plus efficaces, de faibles pertes du rayonnement reçu, de structure simple et moins coûteux. Dans la Figure (I.5) une classification des CSTAs est donnée selon la technologie utilisée dans laquelle les plages de températures atteintes sont indiquées également [8-11].



**Figure (0.4).** Classification des collecteurs solaires thermiques et leurs applications [6].



**Figure (0.5).** Classification des capteurs thermiques solaires à air [8-11].

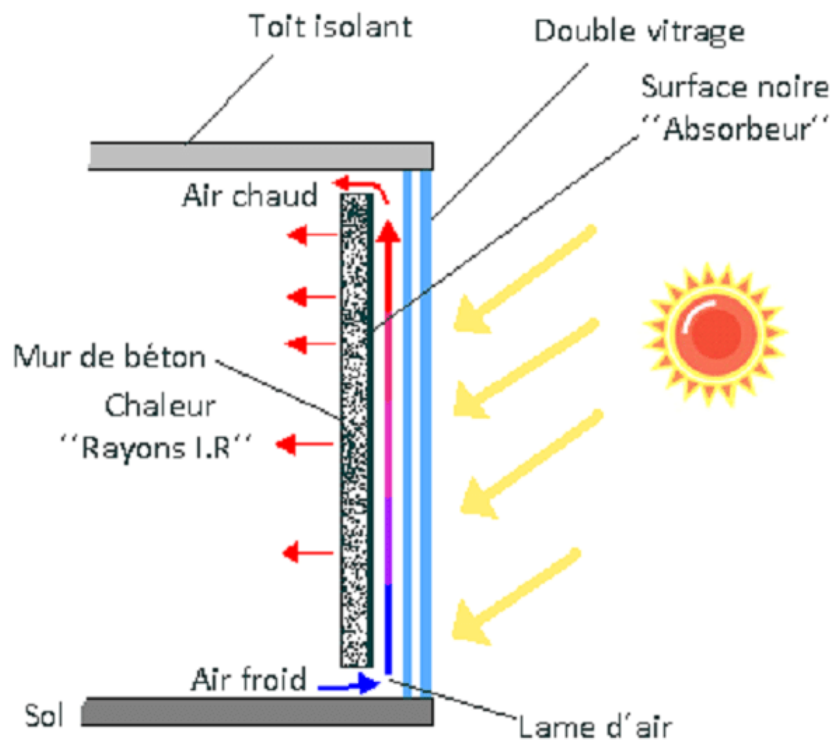
Dans ce qui suit on présentera quelques principaux types de systèmes solaires thermiques à air commercialisés.

### **I.3.1. Capteur solaire thermique plan (Flat-Plate Solar Air Heater)**

Les capteurs solaires thermiques plans peuvent être vitrés ou non vitrés. Les capteurs vitrés sont isolés de toutes parts sauf le vitrage (un simple ou multicouche transparent) qui est orienté vers le soleil et laisse entrer le soleil mais limite les déperditions par convection sortant (comme une mini serre). L'absorbeur est généralement en cuivre ou en aluminium avec une surface non-transpirée ou transpirée (perforée) via lequel le passage du fluide a lieu et un revêtement sélectif pour empêcher la réflexion de la lumière. Les collecteurs non vitrés sont souvent fabriqués à partir de polymères plastiques et sont généralement plus appropriés pour les demandes de chaleur à basse température et les climats plus chauds [1, 2].

#### ***I.3.1.1. Capteur solaire thermique plan non-transpiré vitré***

Le système solaire passif ou simplement le solaire passif est toute technique qui permet de réduire les besoins de chauffage grâce à une conception adéquate du bâti, sans recourir - sauf pour l'appoint - à des installations spécifiques telles que celles utilisées dans le cadre du solaire actif. On peut retenir deux procédés passifs : la récupération par les vitrages, utilisant une intégration naturelle et forte au bâti ou l'utilisation de murs extérieurs sous la forme que nous appelons héliodynamique, dits souvent « murs Trombe », système dont les principes sont illustrés par la Figure (I.6) [15].



**Figure (0.6).** Schéma d'un Système solaire passif selon le principe du mur Trombe [15].

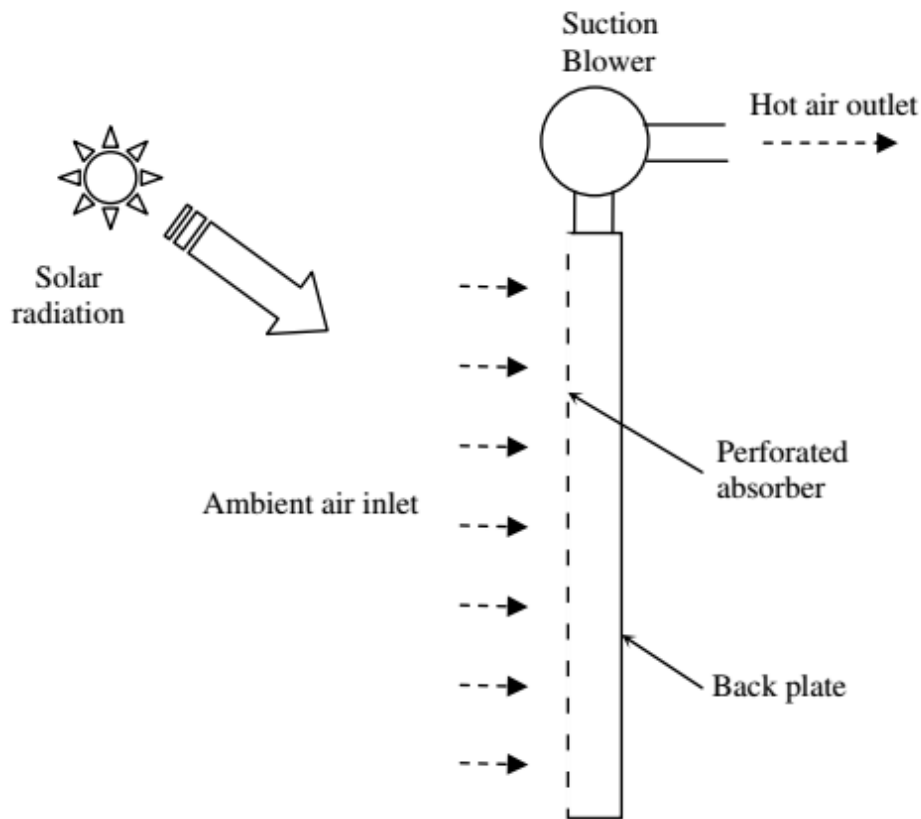
L'air ascendant, contenu dans la lame d'air derrière le vitrage, s'échauffe sous l'action du soleil bien sûr en favorisant l'effet de serre dans ce cas, et se répartit alors dans le local arrière (dit local chauffé dans le schéma). Ce système n'a connu que très peu d'applications. De plus son efficacité est, malheureusement, insuffisante dans le cadre des développements actuels.

Généralement, les capteurs solaires thermiques produisant de l'air chaud ont une topologie plus simple à ceux produisant de l'eau chaude qui peuvent être sans vitre, avec vitre ou capteurs sous vide (double vitrages), dont le plus courant est le capteur plan solaire vitré avec une température de sortie du fluide caloporteur pouvant atteindre 100°C.

#### ***1.3.1.2. Capteur solaire thermique plan transpiré***

Les systèmes de chauffage solaire de l'air à perforations sont des capteurs solaires comportant une plaque métallique (dans le cas des unglazed transpired collector UTCs) ou une plaque de simple vitrage (dans le cas des glazed transpired collector GTCs) perforées à travers lesquelles l'air extérieur est uniformément aspiré. Ces plaques servent en même temps de

revêtement de façade dans lequel l'air aspiré est dirigé vers le haut dans les conduits d'admission de l'air neuf de ventilation. Il s'agit donc d'une composante de construction simple, et peu coûteuse particulièrement lors d'une construction neuve. Ces capteurs solaires à air sont surtout utilisés dans les applications nécessitant de basses températures, telles que le chauffage des locaux et le séchage qui est une opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agroalimentaire, matériaux de construction, stations d'épuration, etc.) [15, 16]. Les UTCs sont utilisés dans les milieux industriel et institutionnel depuis environ une trentaine d'années et sont généralement composés d'un revêtement métallique perforé de couleur foncée monté à une dizaine de centimètres du mur d'un bâtiment [15, 16]. La cavité (plénum) ainsi créée est maintenue en pression différentielle négative par un ventilateur qui aspire l'air extérieur à travers les perforations. Lorsque l'UTC est exposé au rayonnement du soleil, une partie du rayonnement absorbé par la plaque métallique est transmise par convection à l'air lors de son passage à travers les perforations. L'air chauffé est ensuite amené dans le bâtiment par l'intermédiaire d'une connexion à l'entrée de ventilation. La Figure (I.7) illustre un capteur solaire transpiré non vitré orienté verticalement pour le préchauffage de la ventilation du bâtiment. L'air aspiré est aspiré par le ventilateur du bâtiment à travers la plaque perforée de l'absorbeur et dans le plénum entre l'absorbeur et le mur sud du bâtiment.



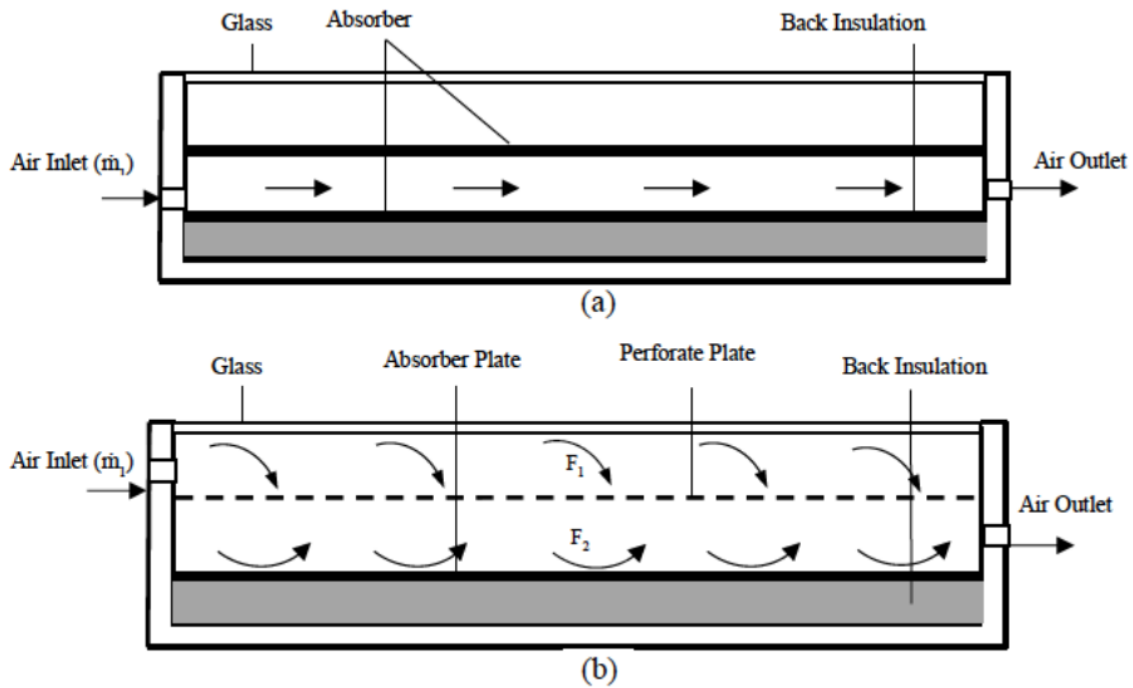
**Figure (0.7).** Capteur solaire transpiré non vitré orienté verticalement [16].

#### ***1.3.1.3. Capteurs solaire thermique plan transpiré vitrés à air***

Le capteur solaire thermique plan vitré à air est un système solaire actif qui est le type de capteur solaire thermique le plus répandu. Il favorise énormément l'effet de serre pour capter l'énergie thermique du soleil. Ils sont généralement composés d'un absorbeur plat perforé permettant le passage de l'air pour évacuer la chaleur provenant du soleil via un vitrage en verre trempé à haute transmission et à faible déperdition d'énergie. L'absorbeur monte en température suite à l'absorption du rayonnement solaire direct et diffus ainsi qu'à l'effet de serre causé par le vitrage à l'intérieur du capteur comme il est illustré par la Figure (I.8). Ce type de capteurs se caractérise par :

- Il représente environ 90% du marché européen ;
- Il est robuste et ayant une durée de vie supérieure à 20 ans ;
- Il a un meilleur rapport qualité-prix pour la production d'ECS ;

- Seuls certains types de configuration hydraulique conviennent au soutien de chauffage.



**Figure (0.8).** Schéma des capteurs solaires vitrés a) plats et b) perforés [17].

Une application typique de chauffage des locaux en installant le capteur solaire thermique plan vitré sur les toits des maisons à condition qu'ils soient orientés vers le sens le plus longtemps exposé au soleil comme il est illustrée sur la Figure (I.9).



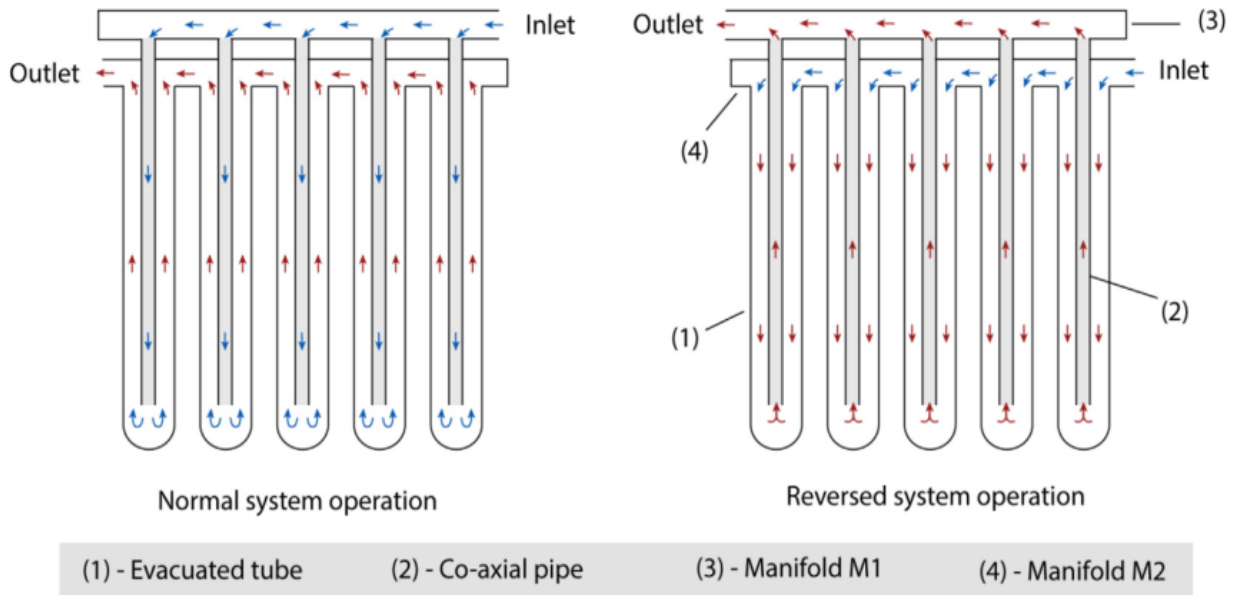
**Figure (0.9).** Capteur solaire thermique plan vitré à air (Photo prise).

### **I.3.2. Capteurs tubulaires sous vide**

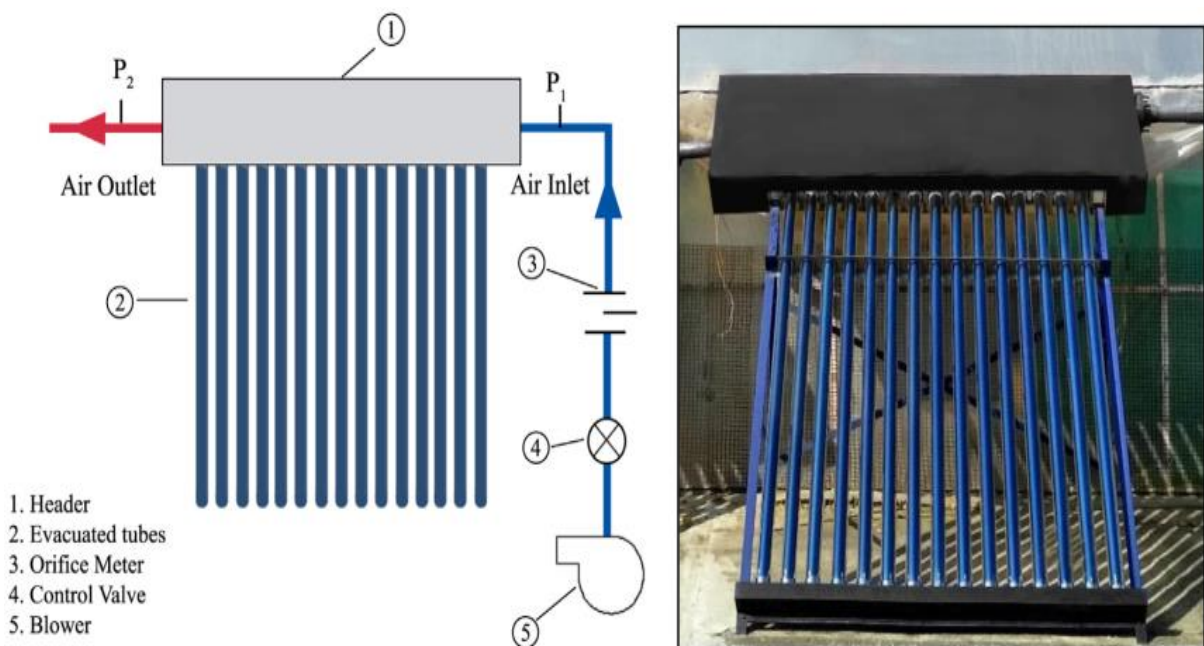
Tubes sous vide (TSV) cylindriques aux parois de verre (simple ou double), montés en parallèle, comprenant un absorbeur plan ou concentrique en contact avec une tuyauterie en cuivre. Les pertes thermiques par *convection* et *conduction* sont limitées suite à la forte dépression opérée dans chaque tube. Les tubes sous vide ont également l'avantage d'une meilleure acceptation de la lumière diffuse car leur forme cylindrique permet la collecte de la lumière dans des directions obliques.

On trouve deux sortes de TSV sur le marché : les tubes CPC dans lesquels le fluide caloporteur circule directement et les tubes à caloduc (heat pipes) dans lesquels le fluide primaire change de phase en s'échauffant et transmet sa chaleur à un fluide secondaire en se condensant. Ce type de capteurs solaires thermiques se caractérise par :

- Il représente environ 10% du marché européen
- Il est particulièrement adapté au soutien de chauffage des bâtiments en mi-saison et en hiver
- Etanchéité non garantie au-delà de 5 à 10 années
- Fragilité relative des tubes mais remplacement aisé
- Certains types de tubes permettent de compenser une orientation ou une inclinaison.



**Figure (0.10).** Représentation schématique du fonctionnement d'un capteur solaire à air à tubes sous vide [18].



**Figure (0.11).** Représentation schématique et vue illustrée du réchauffeur d'air solaire tubulaire sous vide fabriqué [18].

#### I.4. Performances thermiques du capteur solaire thermique à air :

Un réchauffeur d'air solaire conventionnel (Figure (I.12)) est considéré pour une brève analyse des performances de fonctionnement. L'efficacité (voir Figure (I.12)) est fonction des

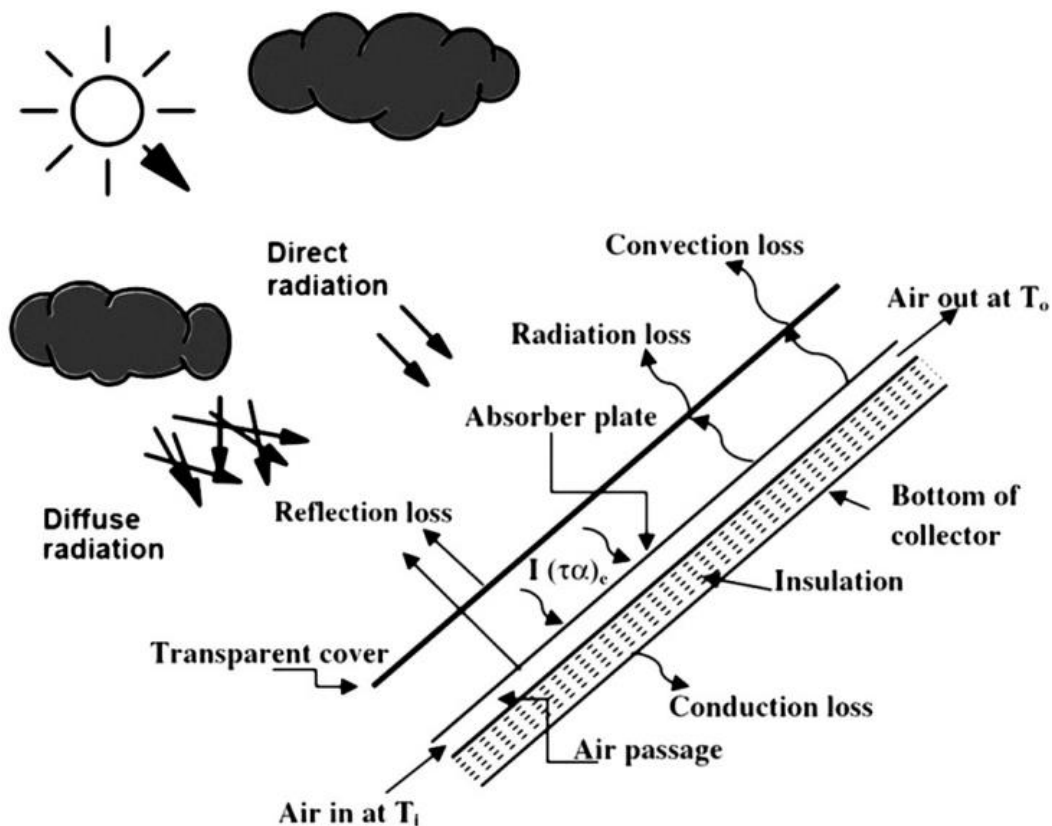
performances thermiques et hydrauliques dont les principaux facteurs déterminent la qualité du processus de transfert de chaleur et la chute de pression due à la résistance au passage de l'air dans ces systèmes. Les principaux facteurs sont :

- Configuration du réchauffeur ; c'est-à-dire le rapport d'aspect du conduit et la longueur du conduit à travers lequel l'air passe,
- Débit d'air massique à travers le réchauffeur,
- Propriétés de réflectance-transmittance spectrale de la couverture absorbante,
- Propriétés de réflectance spectrale de la plaque absorbante.
- Barrières d'air stagnant à convection naturelle entre la plaque absorbante et l'air ambiant.
- Coefficient de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et le flux d'air.
- Isolation à la base de l'absorbeur.
- Insolation.

Étant donné que le facteur clé pour améliorer le processus de transfert de chaleur dans les capteurs solaires est leurs dimensions et les caractéristiques thermiques de l'absorbeur solaire, la littérature spécialisée dans les énergies renouvelables ou les systèmes thermiques se concentre généralement sur cela. Par conséquent, de nombreux absorbeurs sont conçus et expérimentés, par exemple, plaque nue, treillis métallique, perforé arrondi ou en forme de fente, non perforé, avec un seul passage, un double passage, un triple passage ou un contre-passage, etc. [8-14]. Pour montrer et juste citer les travaux précédents, Kutscher [14] a abordé une mince plaque perforée isotherme avec et sans vent de travers sur la face amont en utilisant une soufflerie et un petit réseau de lampes où l'efficacité du transfert de chaleur par convection pour un flux d'air à basse vitesse est étudiée et des corrélations sont développées permettant aux concepteurs d'optimiser la taille des trous et l'espacement de la plaque absorbante. Decker et al. [15] a amélioré le modèle de Kutscher et développé un modèle à gamme plus large et plus

précise pour prédire l'efficacité des collecteurs. Les effets du vent sur les performances d'un capteur solaire transpiré non vitré ont été étudiés dans [19].

Dans les systèmes solaires actifs ou passifs, le principe de fonctionnement consiste toujours à favoriser l'effet de serre par lequel l'énergie apportée par le rayonnement solaire est emprisonnée tout en réduisant les pertes. Les systèmes solaires actifs utilisent des capteurs solaires toujours équipés par d'autres appareillages auxiliaires (pompes, ventilateurs, fluides caloporteurs...etc.) pour convertir le rayonnement solaire en énergie thermique afin de produire de l'air chaud ou de l'eau chaude, de dessaler, de sécher ou de cuire les aliments. Dans les systèmes solaires actifs, nous distinguons plusieurs types de capteurs solaires thermiques dont le choix dépend de la température désirée.



**Figure (0.12).** Capteur solaire thermique à air conventionnel [20].**I.4.1. Performances thermiques**

Les performances thermiques d'un aérotherme solaire peuvent être calculées à l'aide de l'équation Hottel–Whillier–Bliss [20] :

$$Q_u = A_c F_R [I(\tau\alpha)_e - U_L(T_i - T_\alpha)] \quad (I.1)$$

Car

$$q_u = \frac{Q_u}{A_c} = F_R [I(\tau\alpha)_e - U_L(T_i - T_\alpha)] \quad (I.2)$$

Le taux de gain d'énergie précieux en faisant circuler de l'air dans le conduit d'un aérotherme solaire peut également être calculé à partir de l'équation suivante :

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_o - T_i) = h A_c (T_{pm} - T_{am}) \quad (I.3)$$

La valeur du coefficient de transfert de chaleur (h) peut être augmentée par diverses techniques d'augmentation actives et passives. Il peut être représenté sous la forme adimensionnelle du nombre de Nusselt (Nu).

$$Nu = \frac{hl}{k} \quad (I.4)$$

De plus, l'efficacité thermique d'un réchauffeur d'air solaire peut être exprimée par l'équation suivante ;

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

**I.4.2 Performances hydrauliques**

Les performances hydrauliques d'un aérotherme solaire concernent la perte de charge (DP) dans le conduit. La chute de pression représente la consommation d'énergie par le ventilateur pour propulser l'air à travers le conduit. La chute de pression pour un écoulement turbulent entièrement développé à travers un conduit avec Re 50 000 est donnée par l'équation suivante :

$$\Delta p = \frac{2f\rho lv^2}{D} \quad (I.6)$$

Avec  $f=0.079 (\text{Re})^{-0.25}$ .

### I.4.3 Performances thermo-hydrauliques

Il est nécessaire que lors de l'évaluation des performances d'un aérotherme solaire en ce qui concerne l'amélioration du gain thermique, l'énergie dépensée pour propulser l'air soit également prise en compte. Il est souhaitable que la conception du réchauffeur d'air solaire soit faite de manière à ce qu'il transfère le maximum d'énergie thermique au fluide en circulation avec une consommation minimale d'énergie du ventilateur.

Par conséquent, afin d'analyser les performances globales d'un aérotherme solaire, les performances thermo-hydrauliques doivent être évaluées en considérant simultanément les caractéristiques thermiques et hydrauliques du capteur. Les performances thermo-hydrauliques d'un aérotherme solaire sont données par l'indice suivant [20] :

$$\text{THP} = \frac{Nu/Nu_s}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (I.7)$$

### I.5. Conclusion

Ce chapitre a mis en évidence la motivation et la nécessité de l'investissement dans l'énergie solaire dont l'Algérie se dispose énormément, en moyenne plus de 2000 kWh/m<sup>2</sup> d'énergie solaire qui tombe en une année sur une surface horizontale, c'est-à-dire, directement au sol. L'utilisation des capteurs solaires thermiques dans les applications de chauffage des locaux et d'approvisionnement en eau chaude domestique et même de séchage des récoltes suscitent bel et bien l'investissement dans ce secteur énergétique. Donc, dans ce chapitre on a présenté les différents types de collecteurs solaires thermiques les plus utilisés. On a montré une classification selon leur fonctionnement dans laquelle ces collecteurs varient d'une technologie à l'autre. Les températures sont nettement augmentées grâce aux améliorations apportées au niveau de la construction, des matériaux choisis et de la concentration du rayonnement solaire. Peu importe le type de capteur solaire thermique, que ce soit à plaque plate, à tube sous vide ou à rayonnement concentré, c'est toujours à obtenir un transfert thermique optimal par convection en récupérant l'énergie solaire par le fluide caloporteur en favorisant le régime turbulent (effet

de recirculation) de ce dernier et l'effet de serre. C'est la raison pour laquelle la modélisation de la convection fera l'objet du chapitre suivant.

## **Chapitre II**

### **Modélisation de la convection dans le capteur solaire thermique plan à air**

## **Chapitre II : Modélisation de la convection dans le capteur solaire thermique plan à air**

### **II.1. Introduction**

La convection est l'un des trois modes dits de transfert de chaleur, les deux autres sont la conduction et le rayonnement [21]-[27]. Le transfert de chaleur par convection est clairement un domaine à l'interface entre deux domaines plus anciens : le transfert de chaleur et la mécanique des fluides. Étudier l'interdisciplinarité est précieux, mais cela doit venir après que l'on possède les disciplines, et non l'inverse [22]. Pour cette raison, l'étude de tout problème de transfert de chaleur par convection doit reposer sur une solide compréhension des principes de base du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides.

L'objectif de ce chapitre est de passer en revue les principes sur lesquels le transfert thermique par convection repose tels que l'équation de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie ou l'équation de chaleur ainsi que toutes les lois impliquées dans la formulation mathématique adéquate modélisant ce processus telles que la loi de Fourier pour le mode de transfert par conduction, loi de Newton de refroidissement (convection) et la loi de Stefan-Boltzmann afin d'établir un langage commun pour mieux comprendre l'utilisation de ce processus de transfert de chaleur dans le fonctionnement des capteurs solaires thermiques à air abordés dans ce travail de thèse.

### **II.2. Equations du transfert de chaleur par convection**

Dans la plupart des situations réelles, le transfert de chaleur global est réalisé par une combinaison d'au moins deux de ces modes de transfert de chaleur. Cependant, il est possible, dans de nombreux cas, de considérer les modes séparément, puis de combiner les solutions pour chacun des modes afin d'obtenir le taux de transfert de chaleur global. Par exemple, le transfert de chaleur d'un fluide à un autre fluide à travers les parois d'un tuyau se produit dans de nombreux dispositifs pratiques. Dans ce cas, la chaleur est transférée par convection du fluide

le plus chaud vers la surface du tuyau. La chaleur est ensuite transférée par conduction à travers les parois du tuyau. Enfin, la chaleur est transférée par convection de l'autre surface vers le fluide plus froid. Le taux de transfert de chaleur global peut être calculé en considérant les trois processus séparément, puis en combinant les résultats.

Afin de pouvoir prédire les taux de transfert de chaleur par convection, il existe, en général, trois variables dont les distributions à travers le champ d'écoulement doivent être déterminées qui sont :

- La pression,  $p$
- Le vecteur vitesse,  $\vec{V}$
- La température,  $T$

Une fois les distributions de ces quantités déterminées, la variation de toute autre quantité requise, telle que le taux de transfert de chaleur, peut être obtenue.

Afin de déterminer les distributions de pression, de vitesse et de température, les principes de conservation de la masse, de conservation de la quantité de mouvement (loi de Newton) et de conservation de l'énergie (première loi de la thermodynamique) sont appliqués. Ces principes de conservation représentent des modèles empiriques du comportement du monde physique. Bien sûr, elles ne s'appliquent pas toujours, par exemple, il peut y avoir une conversion de masse en énergie dans certaines circonstances, mais elles sont adéquates pour l'analyse de la grande majorité des problèmes d'ingénierie. Ces principes de conservation conduisent respectivement aux équations dites de continuité, de Navier-Stokes et d'énergie. Ces équations impliquent, outre les variables de base mentionnées ci-dessus, certaines propriétés des fluides, par exemple la densité,  $\rho$  ; viscosité,  $\mu$  ; conductivité,  $k$  ; et chaleur spécifique à pression constante,  $c_p$ . Par conséquent, pour obtenir la solution des équations, les relations entre ces propriétés et la pression et la température doivent être connues. Heureusement, il existe de

nombreux problèmes pratiques dans lesquels la variation de ces propriétés à travers le champ d'écoulement peut être ignorée, dans laquelle les propriétés du fluide peuvent être supposées constantes dans l'obtention de la solution. De telles solutions sont appelées "solutions d'un fluide à propriétés constantes.

La science du transfert de chaleur est basée sur des bases comprenant à la fois la théorie et l'expérience. Elle porte sur les concepts et les définitions qui sont conformes aux observations expérimentales. Les lois physiques sont des déclarations, en termes de divers concepts, qui se sont avérées vraies au cours de nombreuses années d'observations expérimentales. Toutes les analyses concernant le transfert de chaleur par convection dans lequel les fluides sont incompressibles (eau, huile, ...etc.) ou compressibles (air, hydrogène, ...etc.), doivent nécessairement commencer, directement ou indirectement, par les énoncés des lois physiques fondamentales (générales ou particulières) régissant ce phénomène de convection. Une loi physique est dite loi générale si son application est indépendante du milieu considéré. Sinon, on parle de loi particulière. Il existe en effet quatre lois générales parmi d'autres dont dépendent toutes les analyses concernant les transferts de chaleur, directement ou indirectement [21-27]. Ceux-ci sont :

- Loi de conservation de la masse,
- Deuxième loi de Newton ou principe fondamental de la dynamique,
- Première loi de la thermodynamique,
- Deuxième loi de la thermodynamique.

En plus de ces principes fondamentaux, il est généralement nécessaire d'apporter dans une analyse certaines lois subsidiaires relatives au fluide particulier ou à la classe de fluides en question. Des exemples sont l'équation d'état d'un gaz parfait, la loi de proportionnalité entre la

contrainte de cisaillement et le taux de déformation par cisaillement dans un fluide newtonien, la loi de Fourier de conduction thermique, etc.

### II.2.1. Loi de conservation de la masse

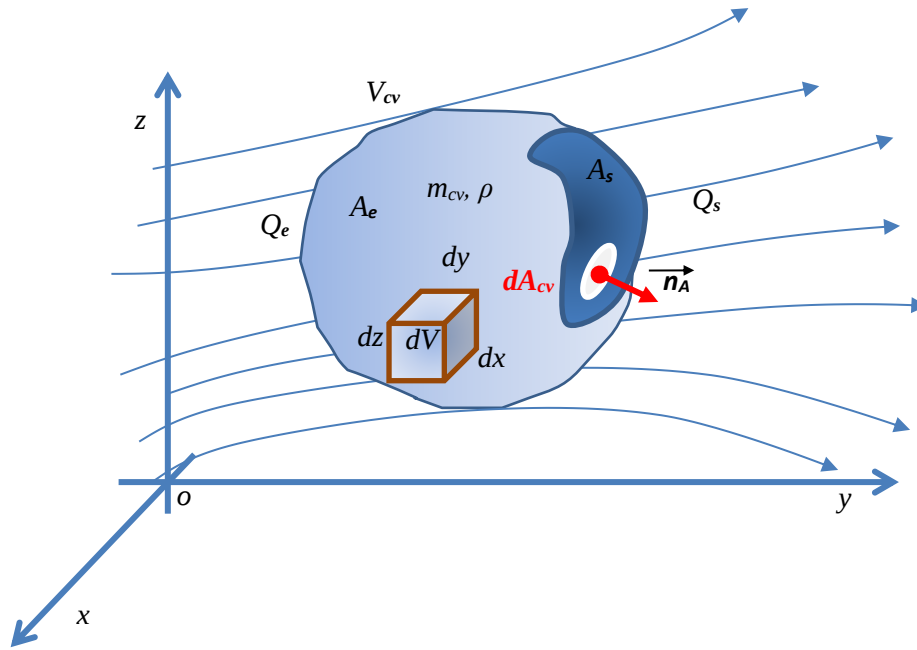
Le principe de conservation de la masse signifie que la masse (une matière) contenant dans un système (fermé ou ouvert) représenté par un volume de contrôle  $V_{cv}$  ayant une frontière de surface de contrôle  $A_{cv}$ , ne se crée ni ne se perd. Autrement dit, soit à l'instant  $t_1$ , on a une masse  $m_{cv}$  contenant dans le volume de contrôle  $V_{cv}$ , si après un certain temps, instant  $t_2$ , elle acquière ou perd une part de masse  $\Delta m_{cv}$ , ceci n'est possible que si et seulement si, cette part de masse gagnée ou perdue est due à un débit massique traversant la frontière de surface de contrôle  $A_{cv}$  en entrant ou en sortant respectivement pendant l'intervalle de temps  $\Delta t = t_2 - t_1$ . Cet énoncé, ce qui vient d'être dit peut être traduit par une expression mathématique comme suit :

$$m_{cv}(t) = m_{cv}(t + \Delta t) + Q_s \Delta t - Q_e \Delta t \quad (\text{II.1})$$

Maintenant pour un accroissement infiniment petit de masse,  $\Delta m_{cv} \approx dm$ , selon l'équation (II.1) on peut écrire le principe de conservation de masse comme suit :

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{m_{cv}(t + \Delta t) - m_{cv}(t)}{\Delta t} = - \frac{\partial}{\partial t} m_{cv}(t) = Q_A \quad (\text{II.2})$$

Dans l'équation (II.2), le sens négatif de la quantité représentant le taux de variation de la masse indique que le débit massique résultant  $Q_A$  est dans le sens sortant de la surface délimitant le volume de contrôle suivant la normale  $\mathbf{n}_A$  (voir la Figure (II.1)), c'est-à-dire, la masse qui est piégée instantanément à l'intérieur du volume de contrôle est en décroissance.



**Figure (0.1).** Principe de conservation de la masse et volume de contrôle dans un champ d'écoulement pour la dérivation de l'équation de continuité.

Le débit massique résultant  $Q_A$  est le flux de la masse avec une vitesse  $\mathbf{U}$  dans un système de coordonnées cartésienne ayant les composantes  $u(x,y,z)$ , selon l'axe  $Ox$ ,  $v(x,y,z)$ , selon l'axe  $Oy$  et  $w(x,y,z)$ , selon l'axe  $(Oz)$ , à travers la surface délimitant le volume de contrôle  $V_{cv}$ .

Ensuite, la diminution par unité de temps de la masse de fluide dans le volume  $V_{cv}$  s'écrit comme suit :

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{cv}} \rho dV = - \oint_{A_s} (\rho \mathbf{U}) \cdot \mathbf{n}_A dA_{cv} \quad (\text{II.3})$$

Avec le vecteur  $\rho \mathbf{U}$  représente la densité de flux massique et selon la formule de Green-Ostrogradski qui énonce que l'intégrale de la divergence du champ vectoriel de vitesse  $\mathbf{U}$  dans le volume de contrôle  $V_{cv}$  soit égale à son flux à travers la surface limitant ce volume, on peut extraire de l'équation (II.3), la fameuse équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (\text{II.4})$$

En développant l'expression  $\text{div}(\rho \mathbf{U})$ , on peut aussi écrire l'équation (II.8) comme suit :

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \text{grad}(\rho) + \rho \cdot \text{div}(\mathbf{U}) &= 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot (\nabla \rho) + \rho(\nabla \cdot \mathbf{U}) &= 0 \\ \frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot \mathbf{U}) &= 0\end{aligned}\quad (\text{II.5})$$

Où l'opérateur  $D/Dt$  concerne la dérivée particulaire ou convective d'une grandeur dans un champ de vitesse  $\mathbf{U}$  ayant les composantes  $(u, v, w)$  :

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (\text{II.6})$$

Quant au vecteur nabla est donné par :

$$\nabla = \mathbf{i} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (\text{II.7})$$

Dans le cas où les variations temporelles et spatiales de densité sont négligeables par rapport aux variations locales de vitesse qui est particulièrement intéressant pour le traitement théorique et fondamental du problème de convection, l'équation de continuité (II.5) devient comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.8})$$

### II.2.2. Principe de conservation de la quantité de mouvement

La résultante des forces agissant sur un élément de volume du fluide sont générées par des changements de quantité de mouvement, des changements de pression, de viscosité et par des forces sans contact telles que la gravité, la force électrique et magnétique (force de Lorentz), ...etc. L'équilibre des forces sur un volume de contrôle  $V_{cv}$  nécessite que :

$$\frac{\partial (m\mathbf{U})_{cv}}{\partial t} = \sum \mathbf{F} \quad (\text{II.9})$$

Où  $U(u,v,w)$  et  $F(F_x, F_y, F_z)$  sont la vitesse du fluide et la résultante des forces agissant sur un volume de contrôle.

### II.2.2.1 Quantité de mouvement

Considérant un volume élémentaire  $dV$  de forme parallélépipède comme il est illustré sur la Figure (II.1). Dans ce cas, la quantité de mouvement par unité de volume suivant les trois directions  $Ox$ ,  $Oy$  et  $Oz$  est le taux des changements infinitésimaux des composantes  $u$ ,  $v$  et  $w$  du champ de vitesse  $U$  multiplié par la densité du fluide  $\rho$ . Donc, connaissant l'accélération de chaque composante, le taux de variation de la quantité de mouvement dans la direction  $x$  pour une densité constante suivant les trois directions est :

$$\rho \frac{d}{dt} u(x, y, z, t) = \rho \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] \quad (\text{II.10.a})$$

$$\rho \frac{d}{dt} v(x, y, z, t) = \rho \left[ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] \quad (\text{II.10.b})$$

$$\rho \frac{d}{dt} w(x, y, z, t) = \rho \left[ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] \quad (\text{II.10.c})$$

En notation vectorielle, la somme de toutes les composantes du vecteur de quantité de mouvement est :

$$\begin{aligned} \rho \frac{D\mathbf{U}}{Dt} &= \rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \rho \mathbf{U} \left( \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial z} \right) \\ &= \rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \rho (\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} \end{aligned} \quad (\text{II.11})$$

Dans un régime stationnaire, l'équation (II.11) suivant les trois directions  $x$ ,  $y$  et  $z$  devient comme suit :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] \quad (\text{II.12.a})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho \left[ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] \quad (\text{II.12.b})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho \left[ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] \quad (\text{II.12.c})$$

### II.2.2.2 Equation de Navier-Stokes

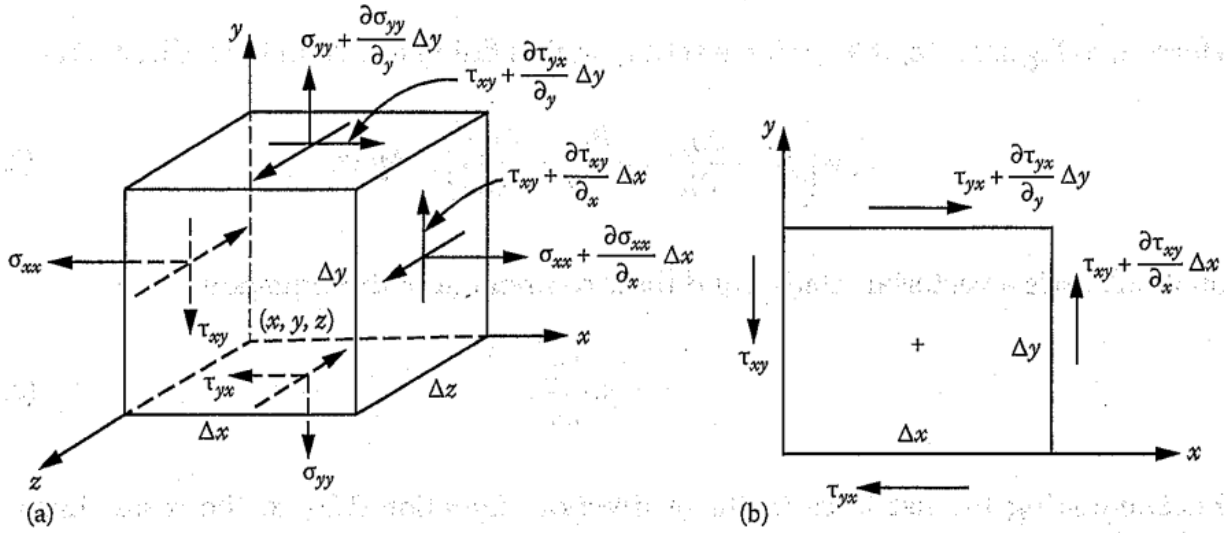
On suppose une force résultante par unité de volume agissant sur une particule de fluide entraînant son accélération. Donc selon la deuxième de Newton et considérant uniquement les forces dues aux changements de pression et de viscosité on peut écrire l'équation (II.10) comme suit :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho f_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (\text{II.13.a})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (\text{II.13.b})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho f_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (\text{II.13.c})$$

Dans tout fluide qui se déplace avec une vitesse non uniforme, il existe un gradient de vitesse dans une ou plusieurs directions. On peut envisager une région contenant un tel gradient de vitesse comme étant composée d'un ensemble de tranches infiniment fines, chacune se déplaçant avec une vitesse légèrement différente. En raison de leurs vitesses différentes, il existe une force de frottement entre les tranches successives, à la suite de quoi les parties les plus lentes exercent une force de ralentissement sur les plus rapides. Cette force peut être considérée comme une contrainte de cisaillement, puisqu'elle agit parallèlement à la surface de la tranche de fluide que nous considérons. On désigne les contraintes de surface (force par unité de surface) qui se trouvent dans le plan de la surface par le symbole  $\tau$  (contrainte de cisaillement) et les contraintes de surface normales au plan de la surface par le symbole  $\sigma$  (contrainte normale). De plus, deux indices sont attachés à chacun des symboles de contrainte, le premier indique la direction de la normale de la surface sur laquelle la contrainte agit et le second indique la direction dans laquelle la contrainte agit. Les contraintes normales et de cisaillement sur les surfaces d'un volume de contrôle de forme cubique sont rapportées en termes d'un système de coordonnées selon la règle de la main droite dans lequel la normale à la surface dirigée vers l'extérieur indique la direction positive, comme illustré à la Figure (II.2).



**Figure (0.2).** Contraintes normales et de cisaillement agissant sur un élément de fluide. (a) Toutes les contraintes agissant sur un élément de fluides et (b) uniquement les contraintes de cisaillement dans les directions x et y (positives et négatives), [25].

Les relations entre contraintes et taux de déformations dans un fluide newtonien sont données par [22] :

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= -P + \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\eta \frac{\partial u}{\partial x} \\ \sigma_{yy} &= -P + \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\eta \frac{\partial v}{\partial y} \\ \sigma_{zz} &= -P + \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\eta \frac{\partial w}{\partial z}\end{aligned}\quad (\text{II.14})$$

Où  $\eta$  est la viscosité absolue du fluide,  $\lambda$  est le soi-disant deuxième coefficient de viscosité. Cependant, en utilisant l'hypothèse de Stokes comme approximation,  $\lambda = -(2/3) \eta$ . De plus, dans les relations précédentes,  $P$  représente la pression moyenne définie comme :

$$P = -\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}) \quad (\text{II.15})$$

Et comme tout couple total généré par des contraintes de cisaillement exercé sur un élément infinitésimal de fluide par rapport à un axe de rotation (Ox, Oy ou Oz), doit tendre vers une valeur nulle car l'accélération correspondante a une valeur finie, on obtient alors :

$$\begin{aligned}\tau_{xy} &= \tau_{yx} = \eta \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \eta \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \eta \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)\end{aligned}\quad (\text{II.16})$$

En combinant les équations ((II.13) à (II.15)), reliant les contraintes aux dérivées des composantes de vitesse, avec les équations de quantité de mouvement ((II. 12.a) à (II.12.c)), on obtient :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \eta \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \eta \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{II.17.a})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \eta \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \eta \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{II.17.b})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \eta \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \eta \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \right] \quad (\text{II.17.c})$$

Les équations (II.17.a)-(II.17.c) sont les fameuses équations de Navier-Stokes en coordonnées rectangulaires, et presque tous les travaux analytiques impliquant un fluide visqueux sont basés sur elles. Ces équations sont générales en ce sens qu'elles sont valables pour tout fluide newtonien visqueux et compressible de viscosité variable.

Lorsque la densité et la viscosité sont constantes, c'est-à-dire lorsque le fluide est incompressible et que les variations de température sont faibles, les équations de Navier-Stokes se simplifient comme suit :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.18.a})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \eta \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.18.b})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \eta \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.18.c})$$

Ces équations peuvent commodément être résumées en notation vectorielle comme suit :

$$\rho \frac{D\mathbf{U}}{Dt} = \rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \rho (\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} = \rho \mathbf{f} - \nabla P + \eta \nabla^2 \mathbf{U} \quad (\text{II.19})$$

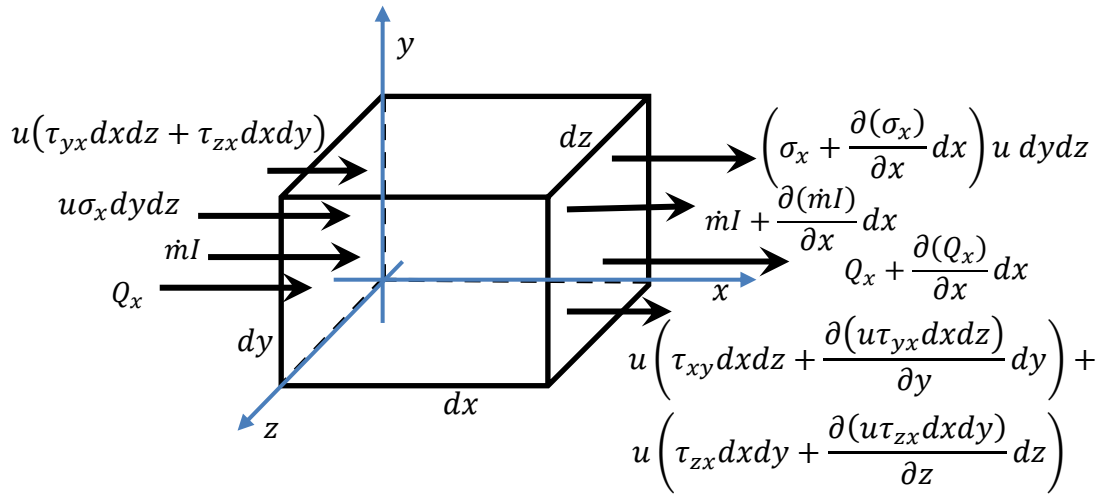
### II.2.2. Premier principe de la thermodynamique

La prédiction des taux de transfert de chaleur par convection nécessite essentiellement la résolution des équations de continuité et de quantité de mouvement pour obtenir le champ de vitesse qui est ensuite utilisé avec l'équation d'énergie pour obtenir le champ de température à partir duquel le taux de transfert de chaleur peut ensuite être déduit. Si la variation des propriétés du fluide avec la température est importante, les équations de continuité et de quantité de mouvement doivent être résolues simultanément avec l'équation d'énergie. Comme expliqué ci-dessus, il existe cependant de nombreux cas dans lesquels cette variation de propriété du fluide est négligeable. Dans de tels cas, le champ de vitesse peut être résolu indépendamment de l'équation d'énergie et de nombreuses solutions de ce type sont données dans des livres sur la théorie de l'écoulement visqueux. Ces solutions peuvent ensuite être utilisées avec l'équation d'énergie pour dériver les taux de transfert de chaleur.

La prédiction des taux de transfert de chaleur par convection impliquera cependant toujours la solution de l'équation de l'énergie.

L'équation de l'énergie peut être obtenue en appliquant la première loi de la thermodynamique à un élément de fluide de masse ( $\rho \Delta x \Delta y \Delta z$ ) situé aux points  $x, y$  et  $z$  à l'instant  $t$  comme le montre la Figure (II.3). La première loi de la thermodynamique, l'équation (II.20), stipule que le taux de transfert de chaleur reçu par l'élément moins le taux de travail effectué par cet élément est égal au taux d'augmentation de l'énergie de ce dernier. Pour ce volume de contrôle, l'équation d'énergie à écoulement constant nécessite que :

$$\begin{array}{c}
 \left( \begin{array}{c} \text{Taux d'enthalpie} \\ \text{quittant le volume} \\ \text{de contrôle} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Taux d'énergie} \\ \text{cinétique quittant} \\ \text{le volume de} \\ \text{contrôle} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Taux d'enthalpie} \\ \text{entrant le volume} \\ \text{de control} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Taux d'enthalpie} \\ \text{entrant le volume} \\ \text{de contrôle} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Taux net de} \\ \text{chaleur transférée} \\ \text{au volume de} \\ \text{contrôle} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Taux net de} \\ \text{travail effectué} \\ \text{sur le volume de} \\ \text{contrôle} \end{array} \right) \quad (\text{II.20})
 \end{array}$$



**Figure (0.3).** Contraintes normales et de cisaillement agissant sur un élément de volume de fluide.

Considérant le taux net de transfert de chaleur  $q$  (sans tenir compte du transfert de chaleur par rayonnement dans le fluide) et celui de travail  $\dot{W}$  effectué par l'élément fluide contre les forces de surface et de corps, la formulation mathématique de la première loi de thermodynamique peut être donnée comme suit :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta W}{dt} = q - \dot{W} \quad (\text{II.21})$$

Avec  $\delta Q$  et  $\delta W$  sont les quantités différentielles de chaleur ajoutées au système et le travail effectué par le système, respectivement, alors que  $dE$  est l'augmentation correspondante de l'énergie totale du système pendant l'intervalle de temps  $dt$  qui englobe l'augmentation des énergies internes et cinétiques de l'élément. Par unité de masse le taux d'augmentation de l'énergie totale peut être écrit comme suit :

$$\frac{D\mathcal{E}}{Dt} = \rho \frac{D}{Dt} \left[ \mathcal{U} + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right] \quad (\text{II.22})$$

Où  $\mathcal{E}$ ,  $\mathcal{U}$  sont l'énergie totale et interne respectivement par unité de masse du fluide.

En notant que la variation de l'énergie potentielle est déjà incluse dans le terme de travail, la première loi de la thermodynamique pour le volume de contrôle du fluide considéré en formulation différentielle devient :

$$\begin{aligned} \rho \frac{D}{Dt} \left[ \mathcal{U} + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right] &= \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} (u\sigma_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (u\tau_{yx} + v\sigma_{yy} + w\tau_{yz}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} (u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\sigma_{zz}) + \rho (uf_x + vf_y + wf_z) \end{aligned} \quad (\text{II.23})$$

L'équation d'énergie totale (II.23) peut être exprimée par le terme de l'énergie interne en lui soustrayant le terme de l'énergie cinétique comme suit :

$$\begin{aligned} \rho \frac{D\mathcal{U}}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \sigma_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} \\ &+ \tau_{xy} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \tau_{yz} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \tau_{zx} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (\text{II.24})$$

L'équation (II.24) est appelée l'équation de l'énergie thermique ou, en bref, l'équation de la chaleur.

En utilisant les relations entre les contraintes et les taux de déformations, c'est-à-dire l'équation (II.14) et (II.16), pour un fluide newtonien visqueux et en utilisant l'équation de continuité (II.10), l'équation (II.24) peut être réécrite comme suit :

$$\rho \frac{D\mathcal{U}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{P}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \Phi \quad (\text{II.25})$$

En posant :

$$\begin{aligned} \Phi &= 2\eta \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{3} (\nabla \cdot \mathbf{U})^2 \right] \end{aligned} \quad (\text{II.26})$$

qui s'appelle la jonction de dissipation et est la vitesse à laquelle les forces visqueuses effectuent un travail irréversible sur les particules de fluide par unité de volume.

L'enthalpie de fluide  $\mathcal{H}$  définie par  $\mathcal{H} = \mathcal{U} + PV$ , puisque pour une masse unitaire  $V=1/\rho$ , on peut écrire :

$$\rho \mathcal{H} = \rho \mathcal{U} + P \Rightarrow \rho \frac{D\mathcal{U}}{Dt} = \frac{P}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{D\mathcal{H}}{Dt} - \frac{DP}{Dt} \quad (\text{II.27})$$

Enfin, l'équation d'énergie (II.25) peut également être écrite en termes d'enthalpie de fluide comme suit :

$$\rho \frac{D\mathcal{H}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{DP}{Dt} + \Phi \quad (\text{II.28})$$

Pour les gaz parfaits, l'enthalpie est :

$$d\mathcal{H} = C_p dT \quad (\text{II.29})$$

Où  $C_p$  est la chaleur spécifique à pression constante. Ainsi, pour un gaz parfait, l'équation d'énergie (II.28) prend la forme suivante :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \nabla(k \nabla T) + \frac{DP}{Dt} + \Phi \quad (\text{II.30})$$

Dans l'équation (II.30), le côté gauche représente les termes convectifs, et les termes du côté droit sont, respectivement, le taux de diffusion de la chaleur vers les particules fluides, le taux de travail réversible effectué sur les particules fluides par compression, et le taux de dissipation visqueuse par unité de volume. Le travail de compression,  $DP/Dt$ , est généralement négligeable. Pour des écoulements à faible vitesse à conductivité thermique constante, l'équation d'énergie (II.30) pour les gaz parfaits devient :

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\Phi}{\rho C_p} = \alpha \Delta T + \frac{\Phi}{\rho C_p} \quad (\text{II.31})$$

Avec,  $\Delta$ , est le laplacien et  $\alpha$ , est le coefficient de diffusion thermique ou la diffusivité thermique qui est donnée par :

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (\text{II.32})$$

Pour un fluide incompressible  $C_p = c_v = c$

$$d\mathcal{U} = d\mathcal{H} = c dT \quad (\text{II.33})$$

### II.2.3. Deuxième principe de la thermodynamique

La première loi de la thermodynamique, qui incarne l'idée de conservation de l'énergie, donne des moyens de calcul quantitatif des changements d'état d'un système dus aux interactions entre le système et son environnement, mais ne dit rien sur la direction qu'un processus pourrait prendre. En d'autres termes, des observations physiques telles que les suivantes ne peuvent pas être expliquées par la première loi : une tasse de café chaud placée dans une pièce fraîche aura toujours tendance à refroidir la température de la tasse, et une fois à température ambiante, elle ne revient jamais spontanément à son état chaud d'origine ; l'air se précipitera spontanément dans une chambre à vide; la conversion de la chaleur en travail ne peut pas être effectuée de manière continue avec un rendement de conversion de 100 % ; l'eau et le sel se mélangeront pour former une solution, mais la séparation d'une telle solution ne peut se faire sans un moyen externe ; un ressort vibrant finira par s'immobiliser tout seul; etc. Ces observations concernant l'uni-directionnalité des processus naturels ont conduit à la formulation de la deuxième loi de la thermodynamique [22 et 25].

Au fil des années, de nombreuses déclarations de la deuxième loi ont été faites. Nous donnerons ici la déclaration de Clausius suivante : Il est impossible pour un système auto-agissant sans l'aide d'un agent externe de déplacer la chaleur d'un système à un autre à une température plus élevée [25].

La deuxième loi conduit à une propriété thermodynamique : l'entropie. Pour tout processus réversible que subit un système pendant un intervalle de temps  $dt$ , la variation de l'entropie  $\mathcal{S}$  du système est donnée par :

$$d\mathcal{S} = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad (II.34)$$

Pour un processus irréversible, le changement est cependant :

$$d\mathcal{S} > \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{irr} \quad (II.35)$$

Avec  $\delta Q$  est la petite quantité de chaleur ajoutée au système pendant l'intervalle de temps  $dt$  et  $T$  est la température du système au moment du transfert de chaleur.

Les équations (II.34) et (II.35) peuvent être considérées comme l'énoncé mathématique de la deuxième loi, qui peut également être écrite sous forme de taux comme suit :

$$\frac{d\mathcal{S}}{dt} \geq \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{dt} \quad (II.36)$$

La forme de volume de contrôle de la deuxième loi peut également être développée en suivant une procédure que nous avons utilisée dans les sections précédentes. Plutôt que de parcourir tout le développement, nous donnerons ici le résultat :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint s \rho dv + \iint s \rho \mathbf{U}_A dA_{cv} \geq \iint \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{dt} \quad (\text{II.37})$$

où  $s$  est l'entropie par unité de masse et l'égalité s'applique aux processus réversibles et l'inégalité aux processus irréversibles.

L'irréversibilité d'un système occupant instantanément un volume de contrôle est défini comme suit :

$$\Delta \mathcal{S}_{c.v.} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint s \rho dv + \iint s \rho \mathbf{U}_A dA_{cv} - \iint \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{dt} \quad (\text{II.38})$$

qui est une mesure de la production d'entropie dans le volume de contrôle. De plus,

$$LW = T_0 \Delta \mathcal{S}_{c.v.} \quad (\text{II.39})$$

donne le travail perdu dans un système producteur d'énergie en raison de l'irréversibilité, où  $T_0$  est la température absolue de l'état dit mort du système à laquelle le système est en équilibre thermodynamique avec son environnement à  $(P_0, T_0)$ .

La performance la plus efficace des systèmes dans les applications industrielles impliquant des processus de transfert de chaleur correspond à la moindre génération d'entropie ; c'est-à-dire que le taux de perte de travail utile dans un processus est directement proportionnel au taux de production d'entropie pendant ce processus.

Les équations (II.37) à (II.39) sont importantes dans l'analyse des centrales électriques conventionnelles et dans l'évaluation des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

#### II.2.4. Modes de transfert de la chaleur

Une définition simple, mais générale, fournit une réponse suffisante à la question : qu'est-ce que le transfert de chaleur ?

Le transfert de chaleur est l'énergie en transit due à une différence de température. Chaque fois qu'il existe une différence de température dans un milieu ou entre des milieux, un transfert de chaleur peut se produire. Nous appelons les différents types de processus de transfert de chaleur des modes, que nous appelons par la suite conduction, convection et rayonnement [25].

Nous devons apporter dans une analyse ces lois particulières. Dans les sections suivantes, nous discuterons des trois lois particulières du transfert de chaleur.

#### II.2.4.1 *Loi de Fourier*

La loi de Fourier sur la conduction thermique, dans son remarquable ouvrage "Théorie Analytique de la Chaleur", le célèbre scientifique français J. B. J. Fourier a donné un exposé très complet de la théorie de la conduction de la chaleur. Cette loi stipule que le flux de chaleur dû à la conduction dans une direction donnée (c'est-à-dire le taux de transfert de chaleur par unité de surface à travers un élément de surface infinitésimal dont la normale est dans cette direction) en un point dans un milieu (solide, liquide ou gazeux) est proportionnel au gradient de température dans la même direction en un même point. Pour la conduction de la chaleur dans n'importe quelle direction  $n$ , cette loi est donnée par :

$$q_n'' = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (\text{II.54})$$

Avec :  $q_n''$  est l'amplitude du flux de chaleur dans la direction  $n$  et  $\partial T / \partial n$  est le gradient de température dans le même sens.

Ici,  $k$  est une constante de proportionnalité appelée conductivité thermique du matériau du milieu considéré et est une quantité positive. Le signe moins est inclus dans l'équation (II.54) de sorte que le flux de chaleur est défini comme étant positif lorsqu'il est dans la direction d'un gradient de température négatif.

La conductivité thermique est une propriété thermo-physique ayant comme unité le  $\text{W}/(\text{m K})$  dans le système SI. Un milieu est dit homogène si sa conductivité thermique ne varie pas d'un point à l'autre au sein du milieu, et hétérogène s'il existe une telle variation. En plus, un milieu est dit isotrope si sa conductivité thermique en tout point du milieu est la même dans toutes les directions, et anisotrope s'il présente une variation directionnelle. Les matériaux à structure poreuse, comme le liège et la laine de verre, sont des exemples de milieux hétérogènes, et ceux à structure fibreuse, comme le bois ou l'amiante, sont des exemples de milieux anisotropes. Dans les milieux anisotropes, le flux de chaleur dû à la conduction de la chaleur dans une direction donnée peut également être proportionnel aux gradients de température dans d'autres directions, et par conséquent l'équation (II.54) peut ne pas être valide [22].

Dans un milieu isotrope, une équation comme l'équation (II.54) peut être écrite dans chaque direction de coordonnées. Par exemple, en coordonnées rectangulaires, les relations flux de chaleur dans les directions  $y$  et  $z$  peuvent s'écrire :

$$q''_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}, q''_y = -k \frac{\partial T}{\partial y}, \text{ and } q''_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (\text{II.55})$$

Ce sont, en fait, les trois composantes dans les directions x, y et z du vecteur de flux de chaleur :

$$q'' = -k \nabla T \quad (\text{II.56})$$

qui est la forme vectorielle de la loi de Fourier dans les milieux isotropes. Cette équation est bien établie pour la conduction thermique dans les solides isotropes, et ses applications pratiques pour divers problèmes nécessitent la mesure en laboratoire des conductivités thermiques d'échantillons représentatifs.

#### II.2.4.2 Loi de refroidissement de Newton

Le processus de transport de chaleur dans un fluide par l'action combinée de la conduction thermique (et du rayonnement) et du mouvement macroscopique du fluide représente le transfert thermique par convection. Ce mécanisme de transfert, peut être important non seulement entre les couches d'un fluide mais également entre un fluide et une surface solide lorsqu'ils sont en contact. Donc, c'est un fait observé expérimentalement montrant que les lames de fluide adjacentes à la surface s'y collent et ont donc une vitesse nulle par rapport à la surface et d'autres lames de fluide tentent de glisser sur celles qui sont stationnaires à la surface en les retardant en raison des forces visqueuses. Dans ce cas, la chaleur s'écoulera du solide vers le fluide à la surface. L'énergie ainsi transmise augmente l'énergie interne du fluide (stockage de chaleur sensible) et est emportée par le mouvement du fluide.

Étant donné que les lames de fluide à la surface sont stationnaires, le flux de chaleur de la surface vers le fluide sera :

$$q''_n = -k_f \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_w \quad (\text{II.57})$$

Avec  $k_{f, est}$  la conductivité thermique du fluide,  $T_f$ , est la distribution de température dans le fluide l'indice w, signifie que la dérivée est évaluée en surface de la paroi (wall) et n, désigne la direction normale à partir de la surface de la paroi.

En 1701, Newton a exprimé le flux de chaleur d'une surface solide à un fluide par l'équation :

$$q''_n = h(T_w - T_\infty) \quad (\text{II.58})$$

Où  $h$  est appelé coefficient de transfert de chaleur, conductance de film ou coefficient de film. Dans la littérature, l'équation (II.58) est connue sous le nom de loi de refroidissement de

Newton. En fait, ce n'est pas une loi mais l'équation définissant le coefficient de transfert de chaleur ; C'est,

$$h = \frac{q_n''}{(T_w - T_\infty)} = \frac{-k_f \left( \frac{\partial T_f}{\partial n} \right)_w}{T_w - T_\infty} \quad (\text{II.59})$$

Le coefficient de transfert de chaleur a l'unité de  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  dans le système SI. A noter que  $h$  est aussi donné par :

$$h = \frac{-k_f \left( \frac{\partial T_s}{\partial n} \right)_w}{T_w - T_\infty} \quad (\text{II.60})$$

Où  $k$ , est la conductivité thermique du solide,  $T_s$  est la distribution de température dans le solide.

Le coefficient de transfert de chaleur est une fonction compliquée des conditions d'écoulement, des propriétés thermo-physiques (viscosité, conductivité thermique, chaleur spécifique, densité) du fluide, et de la géométrie et des dimensions de la surface. Sa valeur numérique, en général, n'est pas uniforme sur la surface.

#### II.2.4.3 Loi de Stefan ou de Stefan-Boltzmann de radiation

Le troisième mode de transfert de chaleur est appelé rayonnement thermique. Toutes les surfaces de température finie émettent de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques. Ainsi, en l'absence d'un milieu intermédiaire, il y a un transfert net de chaleur par rayonnement entre deux surfaces à des températures différentes.

Lorsqu'un rayonnement thermique est incident sur un corps, une partie de celui-ci est réfléchi par la surface. Le reste peut être absorbé lorsqu'il se déplace à travers le corps. Si le matériau du corps est un puissant absorbeur de rayonnement thermique, l'énergie qui pénètre dans le corps sera absorbée et convertie en énergie interne au sein d'une très fine couche adjacente à la surface. Un tel corps est dit opaque. Si l'épaisseur de matériau nécessaire pour absorber sensiblement le rayonnement est grande par rapport à l'épaisseur du corps, alors la majeure partie du rayonnement traversera le corps sans être absorbée, et un tel corps est appelé transparent.

Lorsque le rayonnement frappe une surface, la fraction réfléchi est définie comme la réflectivité  $\rho$ , la fraction absorbée comme l'absorptivité  $\alpha$  et la fraction transmise comme la transmissivité ainsi :

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (\text{II.61})$$

Pour les substances opaques,  $\tau = 0$ , et donc l'Équation (II.61) se réduit à :

$$\rho + \alpha = 1 \quad (\text{II.62})$$

Un corps idéal qui absorbe toute l'énergie de rayonnement incidente sans réflexion ni transmission est appelé un corps noir. Par conséquent, pour un corps noir, l'équation (II.62) se réduit à  $\alpha = 1$ .

Seuls quelques matériaux, tels que le noir de carbone et le noir de platine, se rapprochent du corps noir dans leur capacité à absorber l'énergie de rayonnement. Un corps noir émet également la quantité maximale possible de rayonnement thermique. L'émission totale de rayonnement par unité de surface et par unité de temps d'un corps noir est liée à la quatrième puissance de la température absolue  $T$  de la surface par la loi de rayonnement de Stefan-Boltzmann, qui est :

$$q_r'' = \sigma T^4 \quad (\text{II.63})$$

Où  $\sigma$  est la constante de Stefan—Boltzmann avec la valeur  $\sigma = 5,6697 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$  dans le système SI.

Les corps réels (surfaces) ne répondent pas aux spécifications d'un corps noir mais émettent un rayonnement à un taux inférieur à celui d'un corps noir de même taille et forme et à la même température.

Si  $q_r''$  est le flux radiatif (c'est-à-dire le rayonnement émis par unité de surface et par unité de temps) d'une surface réelle maintenue à la température absolue  $T$ , alors l'émissivité de la surface est définie comme :

$$\varepsilon = \frac{q_r''}{\sigma T^4} \quad (\text{II.64})$$

Ainsi, pour un corps noir  $\varepsilon = 1$ . Pour un corps réel n'échangeant un rayonnement qu'avec d'autres corps à la même température (c'est-à-dire pour l'équilibre thermique), on peut montrer que  $\alpha = \varepsilon$ , qui est un énoncé de la loi de Kirchhoff sur le rayonnement thermique. L'ampleur de l'émissivité dépend du matériau, de son état, de la température et des conditions de surface.

Si deux surfaces isothermes  $A_1$  et  $A_2$ , ayant respectivement des émissivités  $\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$  et des températures absolues  $T_1$  et  $T_2$ , échangent de la chaleur uniquement par rayonnement, alors le taux net d'échange de chaleur entre ces deux surfaces est donné par :

$$q_r'' = \sigma A_1 \mathfrak{S}_{12} (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{II.65})$$

Où la loi de Kirchhoff est supposée valide. Si  $A_1$  et  $A_2$  sont deux grandes surfaces parallèles avec des pertes de chaleur négligeables depuis les bords, alors le facteur  $\mathfrak{S}_{12}$  dans l'équation (II.65) est donné par :

$$\frac{1}{\mathfrak{S}_{12}} = \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \quad (\text{II.66})$$

Si  $A_1$  est complètement entouré par la surface  $A_2$ , alors :

$$\frac{1}{\mathfrak{S}_{12}} = \frac{1}{F_{12}} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 + \frac{A_1}{A_2} \left[ \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right] \quad (\text{II.67})$$

Où  $F_{12}$  est un facteur purement géométrique appelé facteur de forme du rayonnement ou facteur de vue entre les surfaces  $A_1$  et  $A_2$ .

### II.3. Modélisation bidimensionnelle des écoulements turbulents

Les méthodes d'analyse des transferts thermiques en écoulement turbulent sont loin d'être complètes à l'heure actuelle, car la nature du mécanisme de la turbulence est très complexe. Cependant, de nombreuses procédures analytiques avec divers modèles de turbulence et corrélations empiriques ont été proposées par divers chercheurs. En écoulement turbulent, les fluctuations qui se superposent au mouvement principal sont si complexes qu'un traitement mathématique semble impossible. Pour attaquer les problèmes de turbulence, analytiquement ou numériquement, il convient de définir des composantes moyennes et fluctuantes (décomposition de Reynolds classique) de vitesse, pression, température, densité, etc., telles que :

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u' & P &= \bar{P} + P' \\ v &= \bar{v} + v' & \text{et } T &= \bar{T} + T' \\ w &= \bar{w} + w' & \rho &= \bar{\rho} + \rho' \end{aligned} \quad (\text{II.68})$$

La composante fluctuante  $u'$  peut être vue à partir de cette figure comme ayant des valeurs positives et négatives, et la valeur moyenne est définie comme

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u \, dt \quad (\text{II.69})$$

Où  $\Delta t$  est suffisamment grand par rapport à la période des fluctuations aléatoires associées à la turbulence, pour obtenir une vraie moyenne, c'est-à-dire suffisamment grande pour enregistrer les fluctuations turbulentes mais suffisamment petite pour que la vitesse  $u$  ne soit pas affectée par les perturbations extérieures sur la couler. Dès lors, il devient clair que :

$$\overline{u'} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u' dt \approx 0 \quad (\text{II.70})$$

### II.3.1. Equations gouvernantes des écoulements turbulents

Considérant un écoulement turbulent d'un fluide newtonien avec une densité de variation temporelle et spatiale négligées (même compressible sous certaines conditions) et une viscosité constante et en appliquant l'opérateur de la moyenne glissante équation (II.68) et (II.70) pour les grandeurs fluctuantes, l'équation de continuité, l'équation de Navier-Stokes et celle de l'énergie en deux dimensions (2D) peuvent être obtenues.

De l'équation de continuité (II.5), on a :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{II.71})$$

De l'équation de Navier-Stokes (II.18), on a :

$$\begin{aligned} \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \left[ \eta \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{u'^2}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{u'v'}) \right] \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \left[ \eta \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{u'v'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\rho \overline{v'^2}) \right] \end{aligned} \quad (\text{II.72})$$

L'équation (II.72) est bien connue par les équations de mouvement de Reynolds ou les équations moyennées de Reynolds. La composante x de l'équation de quantité de mouvement montre qu'en mouvement moyen, les fluctuations de vitesse conduisent à l'apparition de termes comme  $-\rho \overline{u'v'}$  et  $-\rho \overline{u'^2}$ . La première est une contrainte de cisaillement  $\tau_{yx}$  et la seconde est une contrainte normale  $\sigma_x$ . Celles-ci sont appelées contraintes de Reynolds et sont analogues aux termes de contrainte visqueuse. Les contraintes de Reynolds sont des termes de contrainte turbulente et expriment le transfert de quantité de mouvement par de grands volumes (macroscopiques) de fluide déplacé à la suite de fluctuations de vitesse dans l'écoulement.

En appliquant l'analyse de l'ordre de grandeur de Prandtl de la même manière que nous l'avons fait pour l'écoulement laminaire, les équations hydrodynamiques de la couche limite pour l'écoulement turbulent incompressible 2D deviennent :

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} &= 0 \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right) \right] \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} &= \frac{1}{\rho C_p} \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho C_p \overline{u'T'} \right) \right]\end{aligned}\quad (\text{II.73})$$

Au niveau de la couche limite sur une surface plane, le gradient de la pression est nul selon la direction  $y$  :  $d\bar{P}/dy = 0$  par rapport à l'équation de mouvement. Elle est fonction de  $x$  uniquement. Il convient de noter que dans l'équation d'énergie (II.72), la diffusion de chaleur est supposée uniquement dans la direction  $y$ . Comme on le voit, il y a un terme supplémentaire dans l'équation d'énergie qui représente le transfert de chaleur par conduction moléculaire dans le fluide, et le second terme représente le processus de transfert turbulent ou turbulent (transfert convectif). Les processus de transfert dans un écoulement turbulent sont contrôlés par deux mécanismes : moléculaire et turbulent (convectif).

### II.3.1. Intérêt de la modélisation de la turbulence

La turbulence est un phénomène tridimensionnel, dépendant du temps et non linéaire. Bien que l'on dispose de programmes informatiques pratiques capables de résoudre des équations de Navier-Stokes tridimensionnelles et dépendantes du temps, on n'effectue pas des simulations informatiques directes de la turbulence. La raison en est que la turbulence est dissipée et la quantité de mouvement correspondante est échangée par des fluctuations à petite échelle ce qui exige des systèmes informatiques pour permettre la résolution des effets à petite échelle tout en garantissant un compromis acceptable en termes de coût (capacité de stockage et vitesse de calcul) et temps de calcul. Par conséquent, dans les travaux quantitatifs, on est obligé d'utiliser des modèles de turbulence basés sur l'utilisation d'équations de Navier-Stokes moyennées (ou Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS equations) et, en plus, d'un ensemble d'équations censées exprimer les relations entre les termes apparaissant dans les équations RANS (II.72) qui sont liés aux fluctuations des grandeurs en question ( $u'$ ,  $v'$  et  $T'$ ).

Il faut se rendre compte que les modèles de « transport » disponibles ne respectent pas les modes physiques réels de turbulence (tourbillons, schémas de vitesse, régions à haut tourbillon, grandes structures qui s'étirent et engloutissent...) et, par conséquent, obscurcissent les processus physiques qu'ils prétendent représenter. Les expériences de visualisation de flux confirment ce point et démontrent la difficulté d'une définition et d'une modélisation précises.

La communauté des ingénieurs a fortuitement souvent obtenu des résultats très utiles en utilisant les "transports" des modèles ; des résultats qui auraient nécessité beaucoup plus de main-d'œuvre et de coûts expérimentaux pour être obtenus en leur absence.

Par conséquent, exercés et interprétés avec prudence, les modèles de turbulence peuvent être des outils précieux dans la recherche et la conception malgré leurs déficiences physiques.

La modélisation de la turbulence a été tentée en général par cinq méthodes, comme suit [26] :

- Théories analytiques de la turbulence : elles sont normalement développées dans l'espace de Fourier (nombre d'onde ou fréquence). Ces théories sont très compliquées et n'ont pas encore été appliquées à des problèmes d'ingénierie complexes.
- Modèles de fermeture à l'échelle de sous-maille (*Sub-grid scale closure models*) : ils sont basés sur l'hypothèse que le mouvement turbulent pourrait être séparé en composantes à grande échelle et sous-grille (à petite échelle) de sorte que la séparation entre les deux n'ait pas d'effet significatif sur l'évolution des grandes Balance. Temps de calcul utile pour les applications d'ingénierie.
- Simulation numérique directe : Cette méthode tente de simuler directement toutes les échelles dynamiquement importantes des écoulements turbulents à grand nombre de Reynolds. Il est basé sur l'hypothèse que la simulation directe peut être effectuée en diminuant artificiellement le nombre de Reynolds au point où les échelles importantes peuvent être simulées avec précision sur les ordinateurs existants, et qu'un nombre suffisant de grandes échelles restent inchangées par tout changement de  $Re$ . Cette méthode nécessite encore trop de temps de calcul).
- Modélisation en un point de la turbulence (*Turbulence transport models*) : Basée sur le principe de fermetures en un point pour relier les corrélations inconnues qui est le tenseur de Reynolds au champ moyen ainsi qu'aux caractéristiques locales des structures porteuses d'énergie (appelées aussi grosses structures) telles que leur échelle de longueur ou de vitesse caractéristique. Cette modélisation est l'approche plus répandue aux ingénieurs, où les tentatives se concentrent sur la recherche d'une modélisation simplifiée des termes régissant le transport de la quantité de mouvement, de la chaleur, etc. Ces modèles sont similaires aux théories analytiques en ce que les deux traitent les quantités dynamiques comme champs statistiquement moyennés ; mais elles ne simulent que les caractéristiques grossières de la turbulence, tandis que les

théories analytiques prêtent attention aux interactions entre les différentes échelles de mouvement.

- Modèles de turbulence à deux fluides (*Two-fluid models of turbulence*) : La fragmentation des écoulements turbulents est négligée par les modèles de turbulence conventionnels (à fluide unique). Cela peut être pris en compte par l'utilisation d'un modèle multi-fluide qui permet à différents fluides (arbitrairement distingués) d'exister et d'interagir dans le même espace. Ainsi, lorsqu'un modèle à deux fluides est appliqué à un jet turbulent, la théorie diphasique est appliquée à l'écoulement d'une seule phase thermodynamique ; les deux fluides étant (1), un fluide injecté possédant une vorticité, et (2), entourant un fluide irrotationnel.

Pour résumer, on peut classer les modèles les plus couramment utilisés (modèle en un point) en deux grandes catégories [26, 27] :

- Les modèles de viscosité turbulente
- Les modèles de tensions de Reynolds

Les modèles basés sur l'hypothèse de viscosité turbulente de Boussinesq sont eux classés en fonction du nombre d'équations différentielles résolues en plus des équations régissant l'écoulement moyen. On distingue donc :

- Les modèles à zéro équation
- Les modèles à une équation
- Les modèles à deux équations

Le modèle à une équation n'est pas très employé car il ne permet pas d'obtenir des résultats sensiblement supérieurs à ceux issus des modèles à zéro équation. Cette méthode a été supplantée par des schémas de turbulence à deux équations qui déterminent l'échelle de longueur en résolvant une deuxième équation de transport. Actuellement ce sont les modèles les plus répandus. Il en existe de plusieurs types :  $k$ - $kl$ ,  $k$ - $\omega$  et  $k$ - $\epsilon$  [26, 27].

Comme on s'intéresse à l'étude de l'influence de la variation de la porosité et du débit d'air injecté dans les capteurs solaires thermiques à air, les modèles de turbulence en un point aux tenseurs de Reynolds sera adopté. On ne s'intéressera ici qu'au modèle  $k$ - $\epsilon$  qui est le plus employé pour modéliser la convection thermique dans le capteur et qui fera l'objet de la section

qui suit. Ce modèle est toujours basé sur l'hypothèse de viscosité turbulente, celle-ci est évaluée à partir de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et du taux de dissipation  $\varepsilon$ .

#### II.4. Modélisation bidimensionnelle du problème étudié

Le principe de fonctionnement du capteur solaire thermique à air plan avec vitrage (Glazed Transpired Collector, GTC) peut être expliqué comme suit ; l'air à une température d'entrée de 288 °K entre et y circule. Il commence à embrasser et à caresser la plaque perforée de l'absorbeur de ses deux faces à travers les trous ainsi que la face intérieure du couvercle en verre. Ce contact participe au mécanisme d'échange thermique. La plus grande énergie solaire disponible est captée par la plaque d'aluminium tandis qu'une petite quantité est saisie par le vitrage en raison de son pouvoir d'absorption. Il est évident que l'énergie du soleil recueillie par la face supérieure de la plaque qui présente une conductivité thermique élevée conduit que la face inférieure contribuera avec la même efficacité à transférer cette chaleur à l'air environnant la plaque par convection. Par conséquent, les hypothèses de base nécessaires pour l'analyse de simulation peuvent être comme suit :

- 1) Les propriétés physico-thermiques et de transport de la plaque perforée et de l'air chauffé sont indépendantes de la température.
- 2) Le débit d'air dans l'ensemble du collecteur est supposé sous le modèle turbulent  $k-\varepsilon$ .
- 3) La conductivité thermique du fluide (air chauffé) est négligée par rapport à celle de l'absorbeur, ce qui permet d'appliquer cette condition de flux de chaleur de surface constant au niveau de toute la paroi externe de l'absorbeur.
- 4) La perte de chaleur par convection vers l'extérieur est négligée par rapport au rayonnement de l'absorbeur vers le ciel et le sol.
- 5) La chute de pression à travers le capteur est considérée comme une mesure de validité.

##### II.4.1. Equations gouvernantes

Le volume de contrôle délimité par la ligne pointillée tel qu'il est illustré sur la Figure (II.4) représente le domaine d'étude qui est l'air chauffé (fluide). Sur la base des hypothèses mentionnées ci-dessus, nous remarquons que la plaque absorbante dit absorbeur et le couvercle en verre agissent comme des sources de flux de chaleur pour réchauffer l'air. Bien évidemment, presque toute cette chaleur est fournie par l'absorbeur. Ainsi, le domaine d'étude est le fluide circulant dans le capteur pour lequel l'équation de diffusion de la chaleur considéré est [28-29] :

$$(II.74)$$

$$(II.75)$$
$$(II.76)$$

$$(II.77)$$

The diagram illustrates a rectangular duct system. The top boundary is a "Glass cover" of thickness  $\delta$ , subjected to a downward solar radiation  $q = 800 \text{ W/m}^2$ . The interior is a "Heated air domain" of height  $H$ , containing four rectangular heat sources, each with a width  $d_h$  and a heat flux  $q_s$ . The bottom and side boundaries are "Adiabatic insulation cover". Air flows from left to right: "Inlet air flow" enters at the left with conditions  $P = P_{\text{atm}}$ ,  $T_{\text{in}} = 288 \text{ °K}$ , and  $U_{\text{in}} = (0.2 \div 3) \text{ m/s}$ ; "Outlet air flow" exits at the right at  $P = P_{\text{atm}}$ . A coordinate system  $(x, y)$  is defined with origin  $O$  at the bottom-left corner.

Page 49

#### II.4.2. Modèle turbulent k-ε

Pour une approche beaucoup plus pratique, le modèle turbulent standard k-ε qui est un choix inapproprié pour notre étude car nous avons considéré un large intervalle de débit massique, où la vitesse d'entrée peut prendre des valeurs de 0,2 à 3 m/s. Un modèle de turbulence à faible nombre de Reynolds proposé par Jones et al. [30] est adopté dans ce travail ; ce modèle est défini par deux équations de transport, l'une pour l'énergie cinétique turbulente k et l'autre pour le taux de dissipation de l'énergie turbulente ε :

$$\rho u \frac{\partial k}{\partial x} + \rho v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k - \rho \varepsilon + D \quad (\text{II.78})$$

$$\rho u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + (C_{\varepsilon 1} f_1 P_k - \rho C_{\varepsilon 2} f_2) \frac{\varepsilon}{k} + D E_{LRN} \quad (\text{II.79})$$

Pour un flux bidimensionnel le terme de production devient :

$$P_k = \mu_t \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (\text{II.80})$$

La viscosité turbulente est calculée comme suit :

$$\mu_t = f_u \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.81})$$

Avec  $E_{LRN}$  est un terme qui s'applique au modèle à faible nombre de Reynolds k-ε, Dans les équations (II.72) et (II.73), les termes D et sont définis par :

$$\begin{aligned} D &= -2\mu \left[ \left( \frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2 \right] \\ E_{LRN} &= 2\mu \frac{\mu_t}{\rho} \left[ \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (\text{II.82})$$

Les constantes du modèle k-ε sont celles données par Jones et al. [30] mentionné dans le Tableau (II.2) :

**Tableau (II.2).** Valeurs des constantes utilisées dans le modèle k-ε.

| Constante | $C_\mu$ | $C_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ | $\sigma_\varepsilon$ | $\sigma_K$ | $\sigma_t$ |
|-----------|---------|---------------------|---------------------|----------------------|------------|------------|
| Valeur    | 0.09    | 1.44                | 1.92                | 1.3                  | 1          | 0.9        |

Les fonctions d'amortissement de modélisation, et utilisées pour le modèle LRN  $k-\varepsilon$  sont présentées comme [31] :

$$f_\mu = (1 - e^{-0.0165R_y})^2 \left(1 + \frac{20.5}{R_T}\right) \quad (\text{II.83})$$

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu}\right)^3 \quad (\text{II.84})$$

$$f_2 = 1 - e^{-R_T^2} \quad (\text{II.85})$$

avec,

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\varepsilon \mu} \text{ ou } R_T = \frac{\rho \sqrt{ky}}{\mu} \quad (\text{II.86})$$

#### II.4.3. Conditions aux limites

Pour résoudre l'équation les équations, on a besoin de définir les conditions aux limites aux parois

- La température du fluide utilisé été fixé  $T_{in} = 288 \text{ K}$  à l'entrée du capteur ;
- La pression à l'entrée de la conduite a été fixée à  $1 \text{ atm}$  ;
- Un débit massique uniforme unidimensionnel est appliqué en tant que conditions aux limites hydrodynamiques à l'entrée du capteur.

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 model  $k-\varepsilon$

A bas nombre de Reynolds.

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

- A l'entrée du capteur ( $x=0$ ) :  $6.9 \text{ cm} \leq y \leq 9 \text{ cm}$

$$q_m = q_{m \text{ in}}; T = T_{in} \quad (\text{II.87})$$

- La paroi supérieure de la conduite est maintenue à une température constante  $T_w$  ;
- La paroi inférieure de la conduite est maintenue sous les conditions d'échange par convection ( $h_{air} = \text{constante}$  ;  $T = T_{am} = 27 \text{ °C}$ ) ;

- A la sortie du capteur ( $x = 0$ ) :  $4.4 \text{ cm} \leq y \leq 6.5 \text{ cm}$

Les gradients de tous les paramètres sont nuls.

$$\text{Et } P = P_{atm} \quad (\text{II.88})$$

- Condition à l'interface

$$\lambda_f \left. \frac{\partial T_f}{\partial x} \right|_{\vec{N}} = \lambda_s \left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{\vec{N}} \quad (\text{II.89})$$

$$T_f|_{\vec{N}} = T_s|_{\vec{N}} \quad (\text{II.15})$$

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

#### II.4.4. Rendement et efficacité du capteur

Chaque système thermique caractérisé par une puissance maximale de fonctionnement et les GTC ne peuvent y échapper. L'augmentation du débit massique (vitesse d'entrée) d'air ne permettra pas au GTC de dépasser ses contraintes de fonctionnement, c'est pourquoi l'efficacité thermique est une mesure légitime des performances des capteurs solaires et peut définir les couples de fonctionnement optimaux du débit massique et de la différence de température. C'est le rapport entre la puissance calorifique utile et l'apport total d'énergie solaire capté par le capteur. Afin de réduire la complication du modèle du système thermique simulé, voir Figure (II.1), l'effet de perte de rayonnement n'est pas traité. Par conséquent, le terme de perte de rayonnement  $q_{rad}$  est ajouté à l'irradiance solaire  $q$  par laquelle  $q_{rad}$ , l'efficacité thermique  $\eta$  et l'efficacité de l'échange de chaleur  $\epsilon_{HX}$  sont respectivement données comme suit :

$$q_{rad} = \varepsilon_p \sigma_{sb} (T_s^4 - F_{p \sim sky} T_{sky}^4 - F_{p \sim gnd} T_{gnd}^4) \quad (\text{II.90})$$

$$\eta = \frac{G_f C_f (T_{out} - T_{in})}{q + q_{rad}} \quad (\text{II.91})$$

$$\epsilon_{HX} = \frac{T_{out} - T_{amb}}{T_s - T_{amb}} \quad (\text{II.92})$$

#### II.4. Conclusion

Dans ce chapitre on a donné les principes et les notions de base sur lesquels le transfert thermique par convection repose. On a présenté la dérivation des équations nécessaires dans la modélisation du processus de transfert thermique par convection qui est le phénomène

fondamental sur lequel le principe de fonctionnement des capteurs solaires thermiques à air se base. Donc, on a montré les équations de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie ou l'équation de chaleur pour les écoulements turbulents. On a présenté brièvement les méthodes utilisées dans la modélisation de turbulence en 2D desquelles le modèle turbulent  $k-\epsilon$  a été adopté pour modéliser le capteur solaire thermique plan avec vitrage qui est le problème abordé dans cette thèse afin d'analyser numériquement les effets de l'injection uniforme de l'air à travers une surface plane perforée dans un convertisseur thermo-solaire en utilisant le logiciel de modélisation CFD (Computational Fluid Dynamics) basée sur les méthodes des volumes et éléments finis qui est Ansys Fluent qui une présentation de ce dernier fera l'objet du chapitre suivant.

## **Chapitre III**

### **Résolution numérique par Fluent CFD**

## Chapitre III : Résolution numérique par Fluent CFD

### III.1. Introduction

Les écoulements des fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique exacte à de tel système du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est-à-dire non-linéaires d'une part et couplées d'une autre part comme dans le cas de la convection mixte. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations.

### III.2. Choix de la méthode numérique :

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équation algébrique obtenu après la discrétisation.

Parmi les techniques et/ou les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transferts thermiques, on peut citer la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis [32-35].

Pour notre présente étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de la quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable pour les géométries complexes.

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 [35].

### III.3. 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 :

a) 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.

b) Intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle.

c) 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.

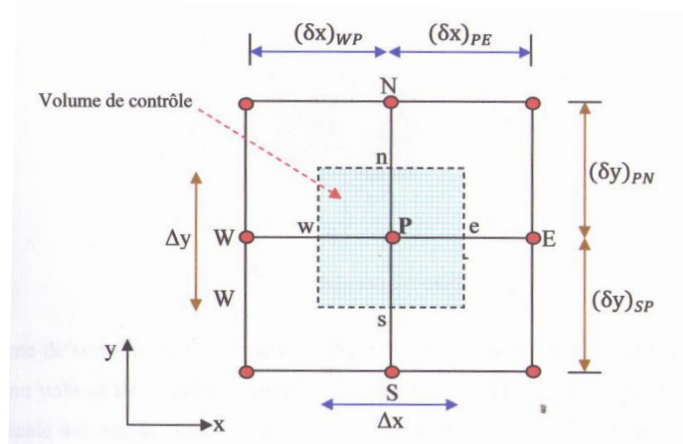
Ceci nous conduit à l'obtention d'une équation algébrique simple appelé « équation discrétisée » qui est propre à chaque nœud du domaine.

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.

d) Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébriques linéaires.

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 et convergent. [35]



**Figure (0.1).** Volume de contrôle typique pour une situation 2D

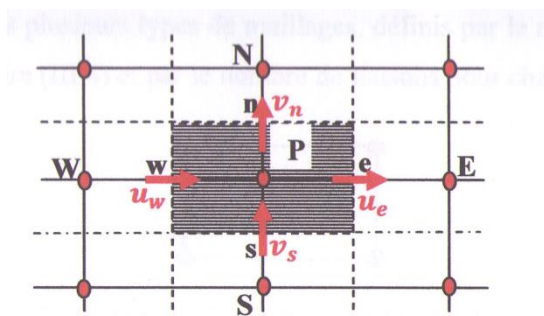
Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, comme indiqué dans la Figure (III.1). Chacun de ces derniers

englobe un nœud dit nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et 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.

### III.4. Notion de maillage

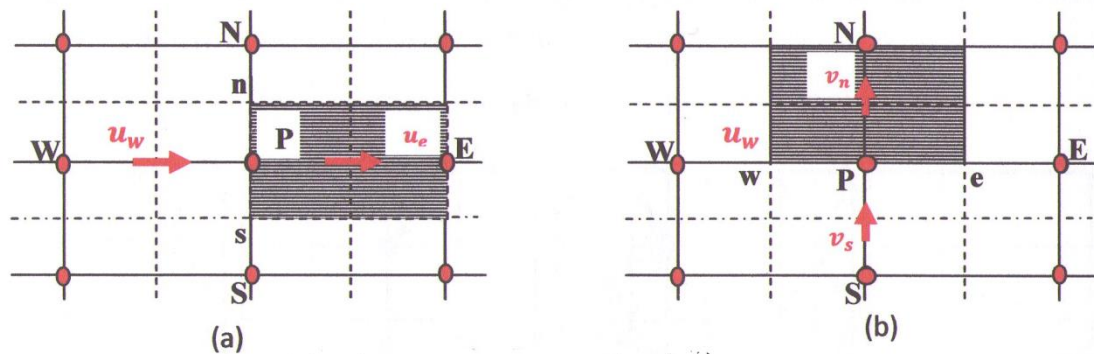
C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable P et les composantes  $u$  et  $v$  de la vectrice vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds).

Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P du maillage, figure (III.2), tandis que les grandeurs vectorielles  $u$  et  $v$  sont stockées aux milieux 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.



**Figure (0.2).** Schéma du maillage.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale  $u$  est décalé suivant la direction X par rapport au volume de contrôle principale, figure (III.3.a), celui de la composante transversale  $v$  est décalé suivant la direction de Y, figure (III.3.b). 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.



**Figure (0.3).** Schéma du maillage.

(a) Maillage décalé pour  $u_e$  ; (b) : Maillage décalé pour  $v_n$

### III.5. Présentation des logiciels Gambit et Fluent

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite la présentation de logiciel GAMBIT [36, 37].

#### III.5.1. Préprocesseur Gambit

Le GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Il permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs.

Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies dans la notice suivante.

##### III.5.1.1. Démarrage de Gambit

Le chemin d'application de gambit est le suivant :

**: /Flent .Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe**

Vous pouvez crée un raccourci dans la barre des tâches. S'il y a un problème d'exécution, supprimer tous les fichiers\*.Lok dans le répertoire

**: /Fluent.Ic/ntbin/ntx86** et relancer Gambit.exe.

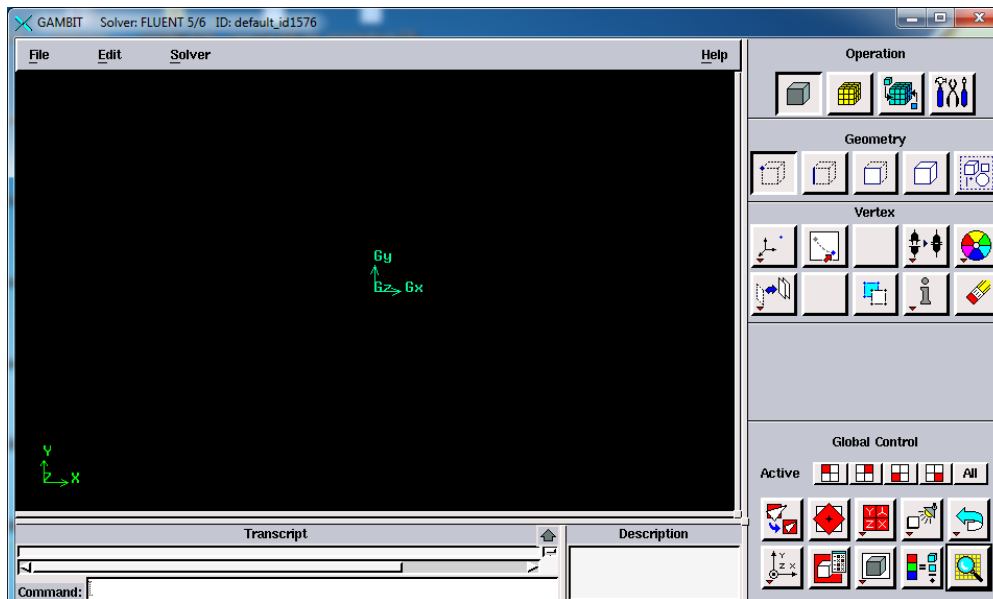


Figure (0.4). Vue globale.

La première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire de telle manière de ne pas le perdre bêtement.

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il faut prendre les menus en haut à droite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite (ou normalement vous devriez avoir fini votre maillage).

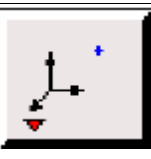
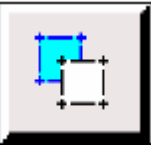
### III.5.1.2. Les commandes dans le Gambit

#### a) Commandes pour construction de la géométrie :

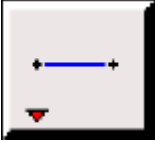
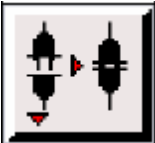
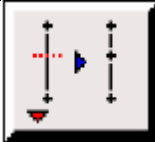
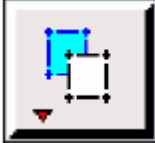
| Symbole                                                                             | Commande |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------|
|  | Point    |
|  | Segment  |
|  | Face     |

|                                                                                   |        |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------|
|  | Volume |
|  | Group  |

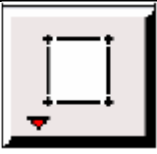
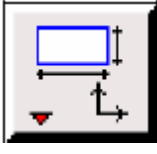
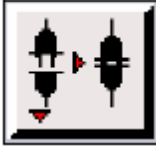
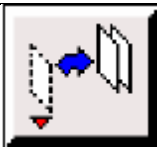
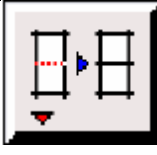
## b) Commande d'un point :

| Symbole                                                                             | Commande                                                  | Description                                                                                           |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|    | Créer point                                               | Créer un point réel aux coordonnées spécifiées                                                        |
|    | Glisser un point virtuel                                  | Change la position d'un point virtuel au long d'un segment ou d'une face.                             |
|   | Connecter / séparer des points                            | Connecte des points réels ou virtuels/séparer des points qui sont communs à deux ou plus d'une entité |
|  | Modifier la couleur d'un point                            | Change la couleur d'un point                                                                          |
|  | Déplacer / copier un point                                | Déplace et / ou copie des points                                                                      |
|  | Convertir des points                                      | Convertit les points non réels en points réels                                                        |
|  | Récapituler<br>Contrôle des points<br>Recherche de points | Affiche les informations d'un point                                                                   |
|  | Supprimer un point                                        | Supprime un point réel ou virtuel                                                                     |

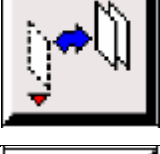
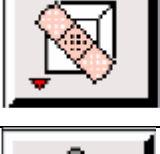
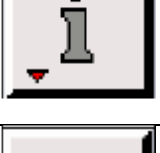
## c) Commande d'un segment :

| Symbole                                                                             | Commande                                                      | Description                                                                                    |
|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------|
|    | Créer un segment                                              | Crée un segment réel à partir de point existants                                               |
|    | Connecter/séparer des segments                                | Connecter des segments réels / sépare des points qui sont communs à deux ou plus d'une entité. |
|    | Modifier la couleur d'un segment                              | Change la couleur d'un segment                                                                 |
|  | Déplacer/copier un segment                                    | Déplacer et /ou copie des segments                                                             |
|  | Split edges<br>Merge edges                                    | Fractionner des segments ou merger des segments                                                |
|  | Convertir des segments                                        | Convertir les segments non réels en segments réels                                             |
|  | Récapituler<br>Contrôle des segments<br>Recherche de segments | Affiche les informations d'un segment                                                          |
|  | Supprimer un segment                                          | Supprime un segment réel ou virtuel                                                            |

## d) Commande relative à une face :

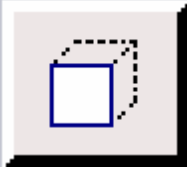
| Symboles                                                                            | Commande                                                  | Description                                                                                               |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|    | Former une face                                           | Créer une face réelle à partir de segments existants                                                      |
|    | V. créer une face                                         | Créer une face à partir d'une forme primitive                                                             |
|    | Opération booléennes                                      | Union. Soustraction interaction de faces                                                                  |
|    | Connecter /séparer des faces                              | Connecte des faces réelles ou virtuelles /sépare des points qui sont communs à deux ou plus d'une entité. |
|  | Modifier la couleur d'une face                            | Change la couleur d'une face                                                                              |
|  | Déplacer/copier une face                                  | Déplacer et /ou copie des faces                                                                           |
|  | Split faces<br>Merge faces                                | Fractionner des segments ou merger des segments                                                           |
|  | Convertir des faces                                       | Convertit les faces non réelles en faces réelles                                                          |
|  | Récapituler<br>Contrôler des faces<br>Recherche des faces | Affiche les informations d'une face                                                                       |
|  | Supprimer une face réelle ou virtuelle                    | Supprimer une face réelle ou virtuelle                                                                    |

## e) Commande relative à un volume :

| Symbole                                                                             | Commande                                                      | Description                                       |
|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
|    | Former un volume                                              | Créer un volume réel à partir de faces existantes |
|    | Créer un volume                                               | Créer un volume à partir d'une forme primitive    |
|    | Opération booléennes                                          | Union. Soustraction et intersection de volume     |
|   | Modifier la couleur d'un volume                               | Change la couleur d'un volume                     |
|  | Déplacer /copier un volume                                    | Déplacer et /ou copie des volumes                 |
|  | Split volumes<br>Merge volumes                                | Fractionner des volumes                           |
|  | Convertir des volumes                                         | Convertir les volumes non réels en volumes réels  |
|  | Récapituler<br>Contrôle des volumes<br>Rechercher des volumes | Affiche les informations d'un volume              |
|  | Supprimer un volume                                           | Supprimer un volume réel ou virtuel               |

## f) Commande de maillage :

| Symbole                                                                           | Commande       |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------|
|  | Couche limites |

|                                                                                     |         |
|-------------------------------------------------------------------------------------|---------|
|    | Segment |
|    | Face    |
|  | Volume  |
|  | Groupe  |

**III.5.1.3. Spécification du schéma des éléments face**

Gambit spécifie un type d'élément de maille surfacique, chaque élément est associé avec un type de maillage.

| Option      | Description                                                              |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------|
| <b>Quad</b> | Spécifier que le maillage contient seulement des éléments quadrilatéraux |
| <b>Tri</b>  | Spécifier que le maillage contient seulement des éléments triangulaires  |

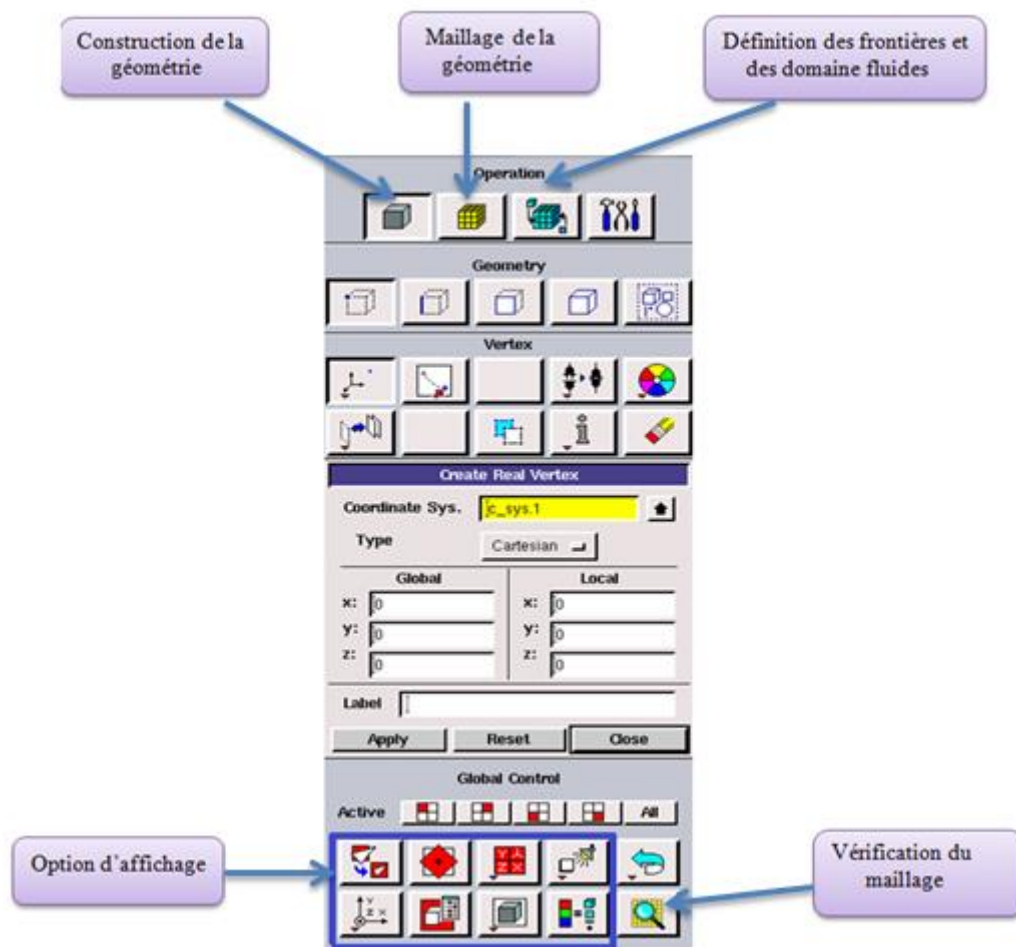
|                  |                                                                                                               |
|------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Quad /Tri</b> | Spécifier que le maillage est composé d'éléments quadrilatéraux mais peut contenir des éléments triangulaires |
|------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

#### III.5.1.5. Spécification du type de maillage des éléments face

Gambit vous donne les types de maillage suivant :

| Option                 | Description                                                                                                                           |
|------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Map</b>             | Créer un maillage régulier et structuré                                                                                               |
| <b>Submap</b>          | Divise une face de géométrie complexe à une région plus régulière et créer un maillage structuré en chaque région                     |
| <b>Pave</b>            | Créer un maillage non-structuré                                                                                                       |
| <b>Tri Primitive</b>   | Divise un visage à trois faces en trois quadrilatères régions et crée un maillage mappé dans chaque région                            |
| <b>Wedge primitive</b> | Créer des éléments triangulaires à l'extrémité d'un visage en forme de coin et créer un maillage radial vers l'extérieur de la pointe |

| Type                   | Eléments |     |          |
|------------------------|----------|-----|----------|
|                        | Quad     | Tri | Quad/Tri |
| <b>Map</b>             | ×        |     | ×        |
| <b>Submap</b>          | ×        |     |          |
| <b>Pave</b>            | ×        | ×   | ×        |
| <b>Tri primitive</b>   | ×        |     |          |
| <b>Wedge primitive</b> |          |     | ×        |



#### III.5.1.6. Construction de la géométrie

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème à deux dimensions et de volume dans un problème à trois dimensions.

**Figure (0.5).** Les opérations pour construire une géométrie.

### III.5.2.Choix de type de maillage

#### III.5.2.1 Maillage structuré (Quadra/hexa) :[35-37]

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie en outils bloque, il présente les avantages suivants :

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

Ses inconvénients :

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

### III.5.2.2. Maillage non structuré (Tri/Tétra) : [35-37]

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

Ses avantages :

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

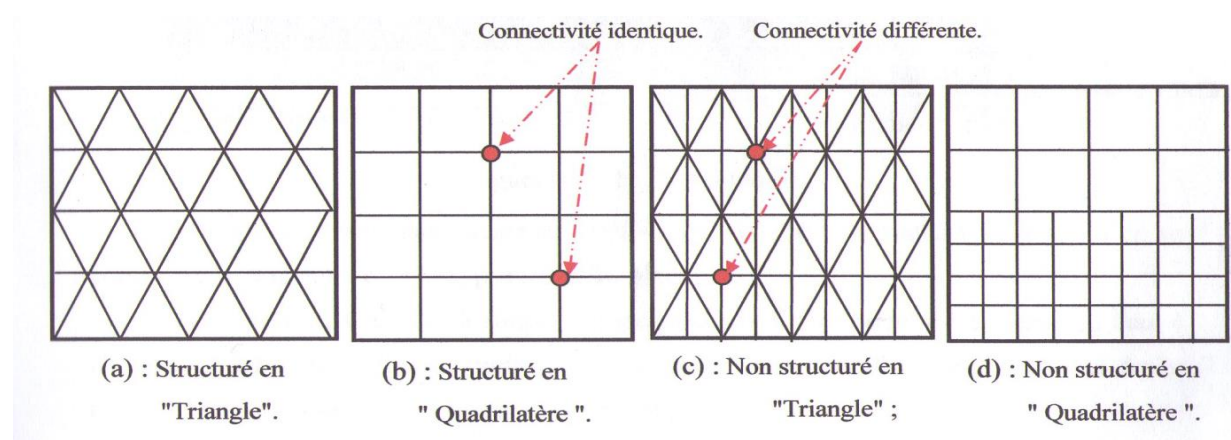
Ses inconvénients :

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

### III.5.2.3. Maillage hybride : [35-37]

Maillage généré par mélange d'éléments de différents types triangulaire ou quadrilatéraux en deux dimensions, tétraédriques, prismatiques ou pyramidaux en trois dimensions.

Ses avantages :



**Figure (0.6).** Exemple de maillage.

Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du non structuré.

### III.5.3. 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 :

- 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.5.4. 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 :

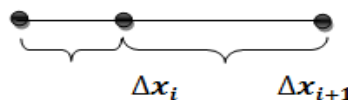
- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc... etc.)

Enfin, la qualité de maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. [28, 35-37]

#### ▪ Lissage

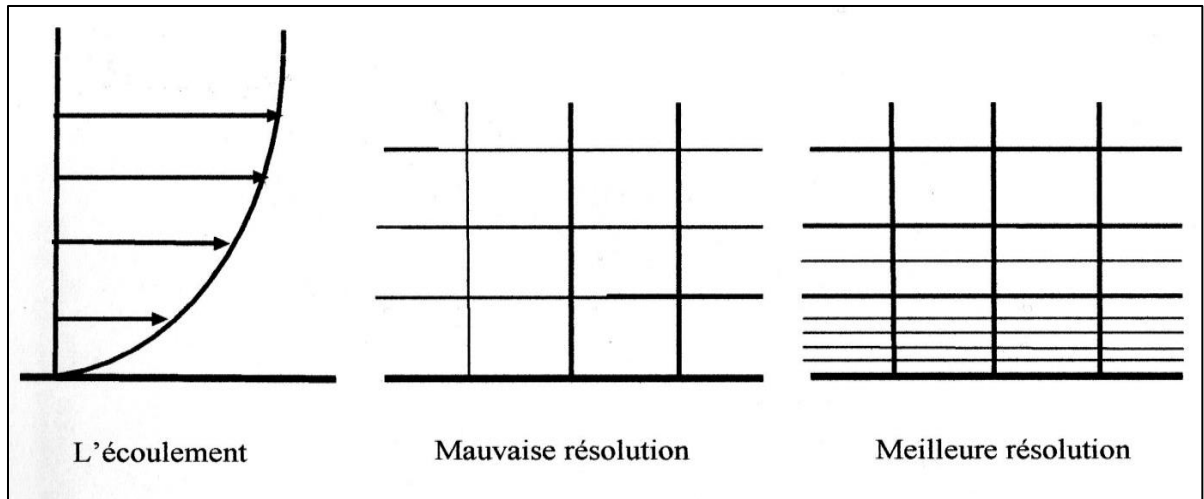
Le changement dans la taille des éléments de maillage d'une zone maillée à une autre doit être graduel, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit pas dépasser 20 %.

$$\frac{\Delta x_{i+1}}{\Delta x_i} \leq 1,2$$



### III.5.5. Génération d'un maillage couche limite

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 telles que les ondes de choc, ou les phénomènes liés à la couche limite



**Figure (0.7).** Génération d'un maillage couche limite.

### III.5.6. Conditions 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 Inlet* ou une *Velocity inlet*. La pression à la sortie en utilisant la condition *Pressure Outlet*. la figure suivante résume les différentes conditions qu'on peut imposer pour un écoulement d'air en convection forcée turbulente. Ensuite, on procède à la définition des domaines de calcul.

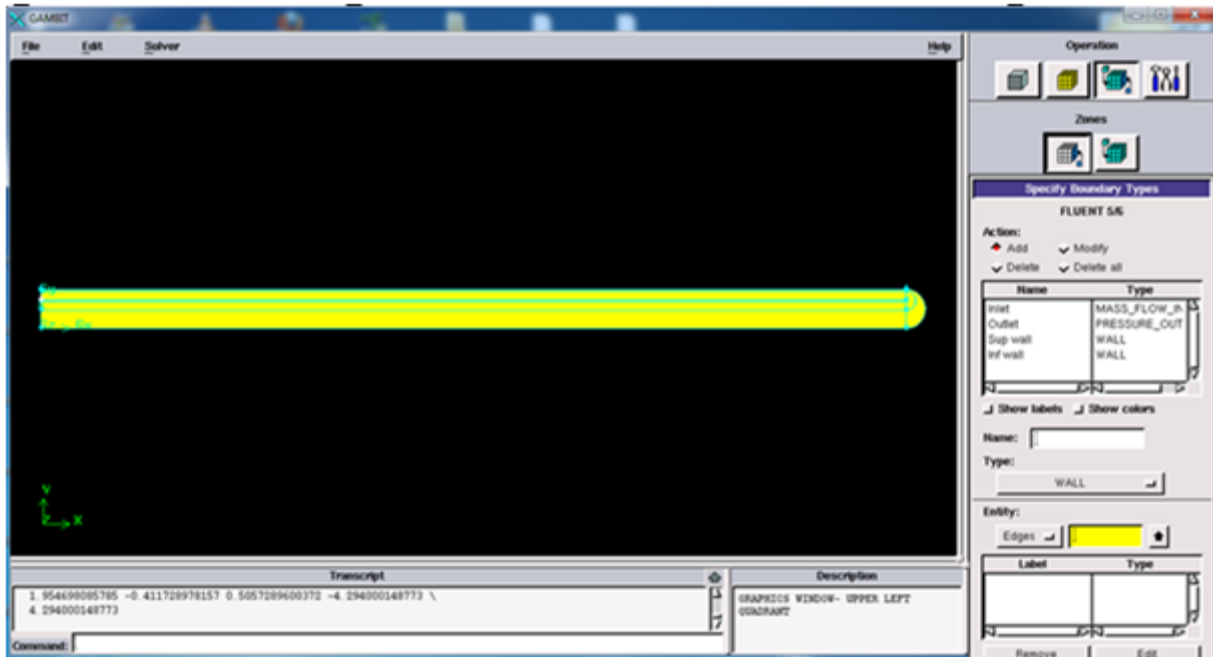


Figure (0.8). Définition des conditions aux limites.

### III.5.7. Exportation du maillage de Gambit

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point .msh (mesh = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

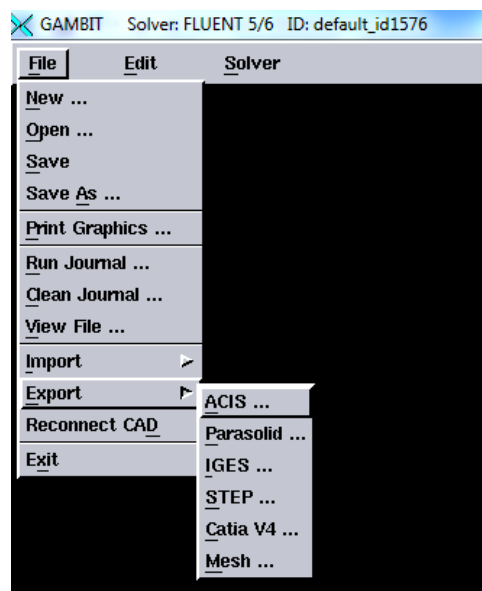


Figure (0.9). Exportation d'un maillage.

On peut ensuite fermer Gambit en sauvegardant la session (si on souhaite la rouvrir) et lancer Fluent.

### III.5.8. Code Fluent

Fluent est un logiciel de calculs numériques en dynamique des fluides CFD (computational fluid dynamics) destiné à effectuer de simulation numérique des problèmes d'écoulements fluides. Le package Fluent s'appuie sur la méthode de volume-fini pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide en écoulement et comprend des modèles physiques différents tels que [36-37] :

- Ecoulements 2D ou 3D ;
- Ecoulement stationnaire ou instationnaire ;
- Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques) ;
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ;
- Fluide Newtonien ou non ;
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou les deux (conjugue) ou radiatif ;
- Ecoulement avec changements de phases ;
- Ecoulements en milieu poreux.

L'ensemble géométrie et génération de maillage se fait à l'aide du logiciel Gambit qui constitue un préprocesseur livré avec Fluent.

#### III.5.8.1. Interface du code Fluent

La première chose à faire quand vous entrez sous fluent est de choisir le type de résolution que Fluent va avoir à faire : résolution 2D ou 3D, figure (III.10). Puis d'ouvrir ou d'importer un maillage (fichier, msh) et ce en suivant la procédure suivante : File → Import → case, figure (III.11).

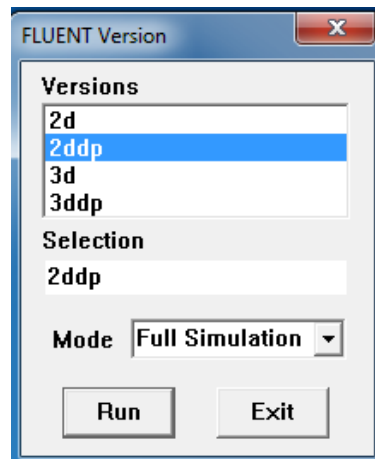


Figure (0.10). Type de résolution.

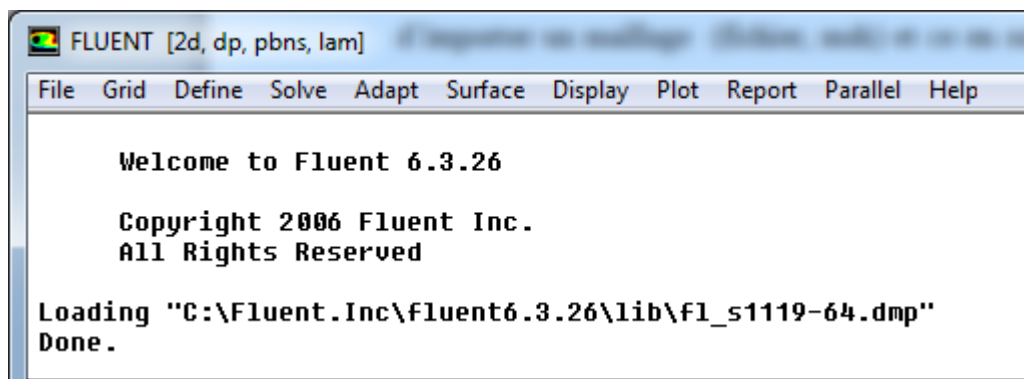


Figure (0.11). Vue globale de Fluent.

Ensuite l'utilisation de Fluent est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partant de la gauche pour aller vers la droite :

- **File** : pour les opérations concernant les fichiers : lecture, sauvegarde, importation...etc. ;
- **Grid** : pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie ;
- **Define** : pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites ;
- **Solve** : pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisations, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul ;
- **Adapt** : pour l'adaptation du maillage selon plusieurs paramètres ;
- **Surface** : pour créer des points, des lignes et des plans nécessaires à l'affichage des résultats ;

- **Display et plot** : pour l'exploitation des résultats ;
- **Report** : pour afficher des rapports contenant les détails du problème traité ;
- **Parallel** : pour le calcul parallèle ;
- **Help** : pour l'exploitation du contenu du code.

#### III.5.8.2. Condition aux limites utilisée par le code Fluent

Pour le code Fluent les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suite :

- a) **Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement** : Pression d'entrée (*pressure inlet*), vitesse de l'entrée (*velocityinlet*), débit massique à l'entrée (*mass flow inlet*), admission (*intake*), pression de sortie (*pressure outlet*) ; sortie (*outflow*), champ de pression lointain (*pressure far-field*), échappement (*exhaust*).
- b) **Mur et condition du pole** : mur(*wall*), axe de symétrie(*axis*), condition périodique, plan de symétrie(*symétrie*).
- c) **Cellules des zones internes** : fluide ou solide (de différent type).
- d) **Condition des faces internes** : ventilation, radiation, mur intérieur.

Mais si on parle d'une façon plus générale nous aurons quatre types de conditions aux limites ou chacun d'eux nécessite une étude approfondie :

- **A l'entrée du domaine** : la valeur de la variable est connue.
- **A la sortie du domaine** : soit qu'en connaît la valeur de le variable donné ou on suppose que le régime est établi.
- **A la paroi** : soit on connaît la variable posée (la vitesse ou la température par exemple), soit on connaît d'autre grandeurs physiques (gradient de vitesse, flux thermique).
- **Sur l'axe de symétrie** : ou le gradient de la variable posé suivant la direction perpendiculaire à l'axe de symétrie est nul.

#### III.5.8.3. Différentes étapes à suivre pour la modélisation 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 théoriques de base. Ces notions, concernent notamment, les définitions des principales équations régissant l'écoulement [36, 37].

La résolution numérique par fluent d'une manière générale, suit es étapes suivantes :

- Création de la géométrie sous le logiciel GAMBIT ;
- Choix de la stratégie de maillage et création de plusieurs grilles ;
- Définition des conditions aux limites dans GAMBIT ;

- Définition du problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenus ;
- Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
- Analyse des résultats obtenus.

### III.6. Solution numérique

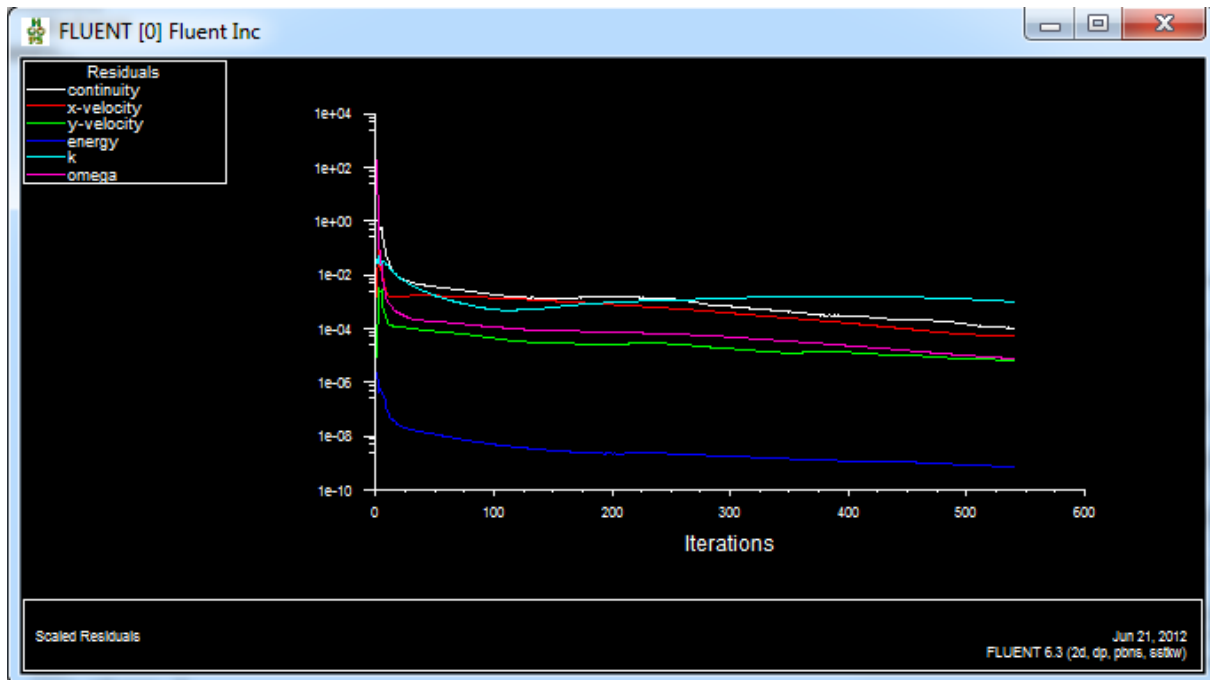
Des simulations numériques ont été testées en variant le nombre d'éléments de calcul.

Une stabilité et une convergence du modèles été atteinte pour tous les maillages. Un maillage structuré avec des éléments de type quadra latéral été utilisé car il été jugé plus adéquate pour la géométrie proposée.

Le système d'équations différentielles obtenu avec les conditions aux limites associées est résolu numériquement par la méthode des volumes finis développée par PATANKAR et le couplage vitesse-pression est traité à l'aide de l'algorithme Simple (semi-Implicit Method for a pressure Linkes Equations).

Compte tenu les caractéristiques de l'écoulement, le schéma Quick (Quadratic Upwind Interpolation for convective Kinetics) a été appliqué aux interpolations et un système de deuxième ordre a été utilisé pour les termes de pression.

Le code FLUENT, annonce un résiduel pour chaque équation régissant étant résolue. Le résiduel est une mesure comment bien la solution actuelle satisfait la forme discrète de chaque équation régissant. Nous réitérerons jusqu'au résiduel pour chaque chutes (automnes) d'équation au-dessous de  $10^{-4}$ .



**Figure (0.12).** Allures de l'évolution des résidus de canal.

### III.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'un capteur plan à air.

Nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière de domaine d'écoulement pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se fait par l'utilisation de la méthode numérique volume fini.

## **Chapitre IV**

### **Analyse numérique de l'effet de la porosité sur l'efficacité du capteur**

## **Chapitre IV: Analyse numérique de l'effet de la porosité sur l'efficacité du capteur**

### **IV.1. Introduction**

La simulation numérique des capteurs solaires thermiques par le moyen des logiciels de simulation à base des éléments finis et volumes finis tels que ANSYS Fluent, Abaqus, Comsol...etc., ont énormément facilité leur analyse et leur conception. Bien entendu, cette simulation de ce genre de problème est une question de deux phénomènes physiques qui sont l'écoulement du fluide turbulent et le transfert de chaleur [20, 21, 35-37].

Dans ce chapitre on abordera l'influence de la variation de la porosité au niveau de l'absorbeur sur le mécanisme d'échange de chaleur dans les capteurs solaires thermiques à plans vitrés (Glazed Transpired solar air Collector GTC) soumis à une convection forcée. Le capteur solaire est constitué d'une plaque absorbante perforée en aluminium pour différentes porosités où le diamètre des trous est variable mais l'espacement reste inchangé. De plus, le débit d'air en entrée considéré dans l'étude prend différentes valeurs pour montrer l'intervalle optimal de fonctionnement du capteur avec une efficacité maximale.

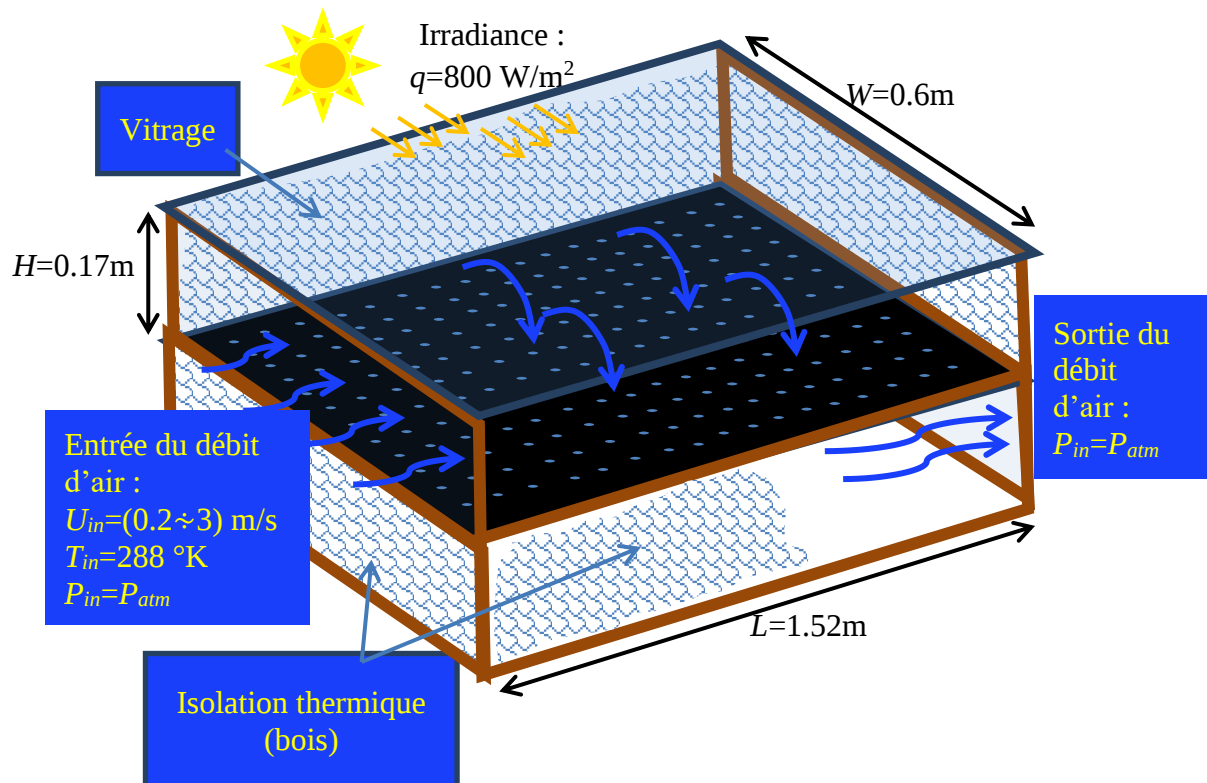
Par conséquent, une analyse thermique en régime permanent avec écoulement stationnaire sera effectuée à l'aide du logiciel ANSYS Fluent basé sur l'outil CFD (Computational Fluid Dynamics) sachant que la modélisation multi-physique est réalisée en adoptant les hypothèses appropriées. La simulation du mécanisme d'échange de chaleur est réduite à un problème bidimensionnel à condition que le flux de chaleur provenant de l'énergie du soleil soit constant et appliqué sur toute la surface de contact entre l'air et la plaque perforée [28]. Donc, avec ces hypothèses, les effets du diamètre des trous, de l'espacement et de l'épaisseur de la plaque (mince), du débit d'air et de l'irradiance peuvent être étudiés avec une précision acceptable tout en réduisant énormément le temps de simulation et la complexité de la géométrie. Par la suite, la méthodologie est expliquée tout au long du développement de ce chapitre à partir de laquelle les résultats de simulation montrent une grande conformité avec les phénomènes réalistes et les résultats expérimentaux par rapport aux littératures spécialisées.

### **IV.2. Description et géométrie du problème**

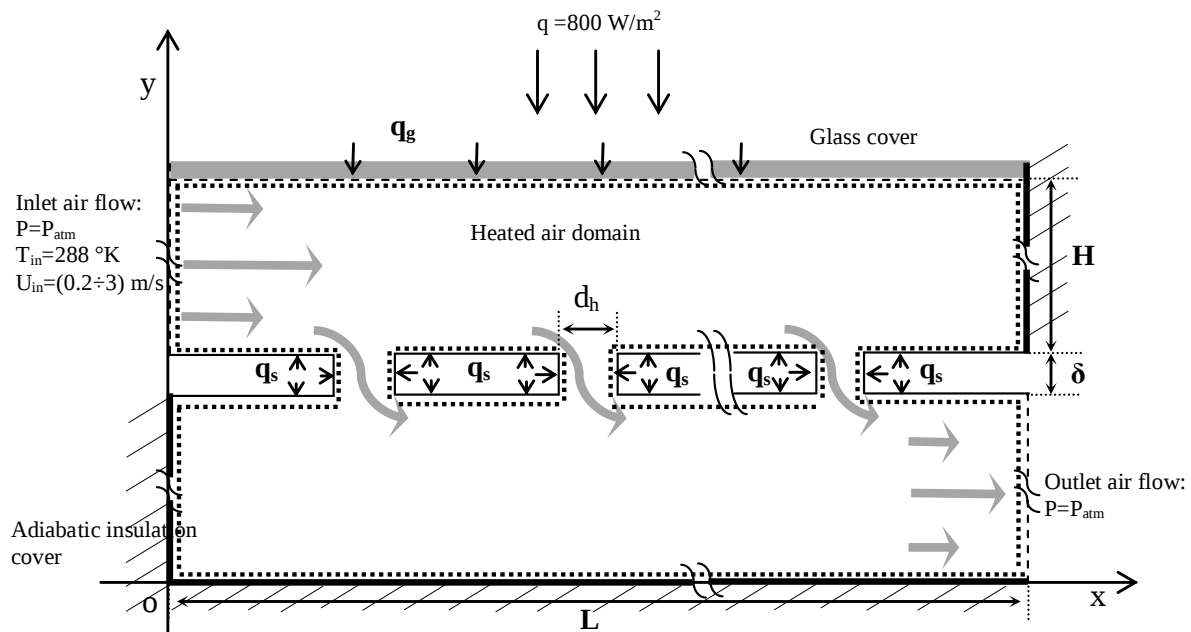
La géométrie du capteur solaire thermique considéré est illustrée sur la Figure (IV.1). L'étude de l'influence de la porosité de l'absorbeur sur l'efficacité thermique peut être réduite en un problème de convection bidimensionnel tel qu'il est déjà schématisé par la Figure (II.4) mais il

est commode de reproduire la même figure dans ce chapitre, Figure (IV.2), pour présenter tous les paramètres de la géométrie (diamètre des pores, épaisseur de l'absorbeur et les conditions aux limites. Il s'agit d'un capteur solaire perforé (GTC) où l'écoulement de l'air est effectué sous les conditions suivantes :

- Longueur du capteur  $L = 1.52 \text{ m}$  ;
- Largeur de capteur  $w = 0.6 \text{ m}$  ;
- Hauteur du capteur  $H = 0.17 \text{ m}$
- L'épaisseur de vitre et de l'isolation sont  $\delta = 0.004 \text{ m}$  et  $\delta = 0.01 \text{ m}$  respectivement ;
- Cinq plaques absorbeurs perforées ont été utilisé pour notre étude de 1mm-1.5mm-2mm 2.5mm et 3mm d'épaisseur ;



**Figure (0.1).** Schéma de principe d'un GTC plat avec plaque perforée.



**Figure(0.2).** Réduction en 2D du problème de l'influence de l'effet de la porosité et de la variation du débit d'air sur la convection.

**Tableau (IV.1).** Valeurs des paramètres physiques des matériaux utilisés dans GTC.

| Paramètres                               | Vitrage | Aluminium | Bois  |
|------------------------------------------|---------|-----------|-------|
| Conductivité thermique $\lambda$ (W/m.k) | 1.38    | 202.4     | 0.137 |
| Densité $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )      | 2190    | 2719      | 700   |
| Chaleur spécifique $c_p$                 | 0.74    | 0.871     | 2.310 |
| Emissivité $e$                           | 0.89    | 0.1       | --    |
| Absorptivité $\alpha$                    | 0.1     | 0.9       | --    |

La plaque perforée de l'absorbeur de 1 mm d'épaisseur en aluminium et recouverte de peinture noire est située au milieu entre l'isolant inférieur et le couvercle en verre. Les paramètres physiques des matériaux constitués de GTC sont donnés dans le Tableau (IV.1).

### IV.3. Simulation numérique et discussion des résultats

Le logiciel commercial FLUENT est employé pour simuler l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans le domaine de calcul. La résolution du système d'équations gouvernantes (II.78)-(II.81), assorti des conditions aux limites (II.87)-(II.89), s'appuie sur la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLEC [31 et 38], comme illustré précédemment sur la Figure (IV.2).

La procédure de simulation adoptée dans notre étude est résumée avec l'organigramme illustré sur la Figure (IV.3). Différentes porosités sont prises en compte en modifiant le diamètre des trous et en fixant l'espacement comme il est indiqué sur le Tableau (IV.2). Une variation de la vitesse d'entrée est de 0,2 à 3 m/s, tandis que pour la plaque 1 (Tableau (IV.2)) on étend à 5 m/s pour trouver les limites de fonctionnement des GTC où le rendement commence à diminuer.

**Tableau (IV.2).** Spécifications techniques des plaques absorbantes perforées.

|         | Hole diameter (mm) | Pitch (mm) | Porosity % |
|---------|--------------------|------------|------------|
| Plate 1 | 1                  | 20         | 0.20       |
| Plate 2 | 1.5                | 20         | 0.44       |
| Plate 3 | 2                  | 20         | 0.79       |
| Plate 4 | 2.5                | 20         | 1.23       |
| Plate 5 | 3                  | 20         | 1.77       |

#### IV.2.1. Distributions de la température et de la vitesse

Les résultats de la distribution de température et de vitesse pour la plaque 1 à une vitesse d'entrée de 0,6 m/s (choisie uniquement à titre d'illustration) sont présentés sur la Figure (IV.4.a) et la figure (IV.4.b) Il est clair que le transfert de chaleur augmente tant que la vitesse diminue, pour mieux illustrer notre contexte, près de la perforation de la plaque dans la région d'entrée comme le montre la Figure (IV.5), la Figure (IV.4) est agrandie.

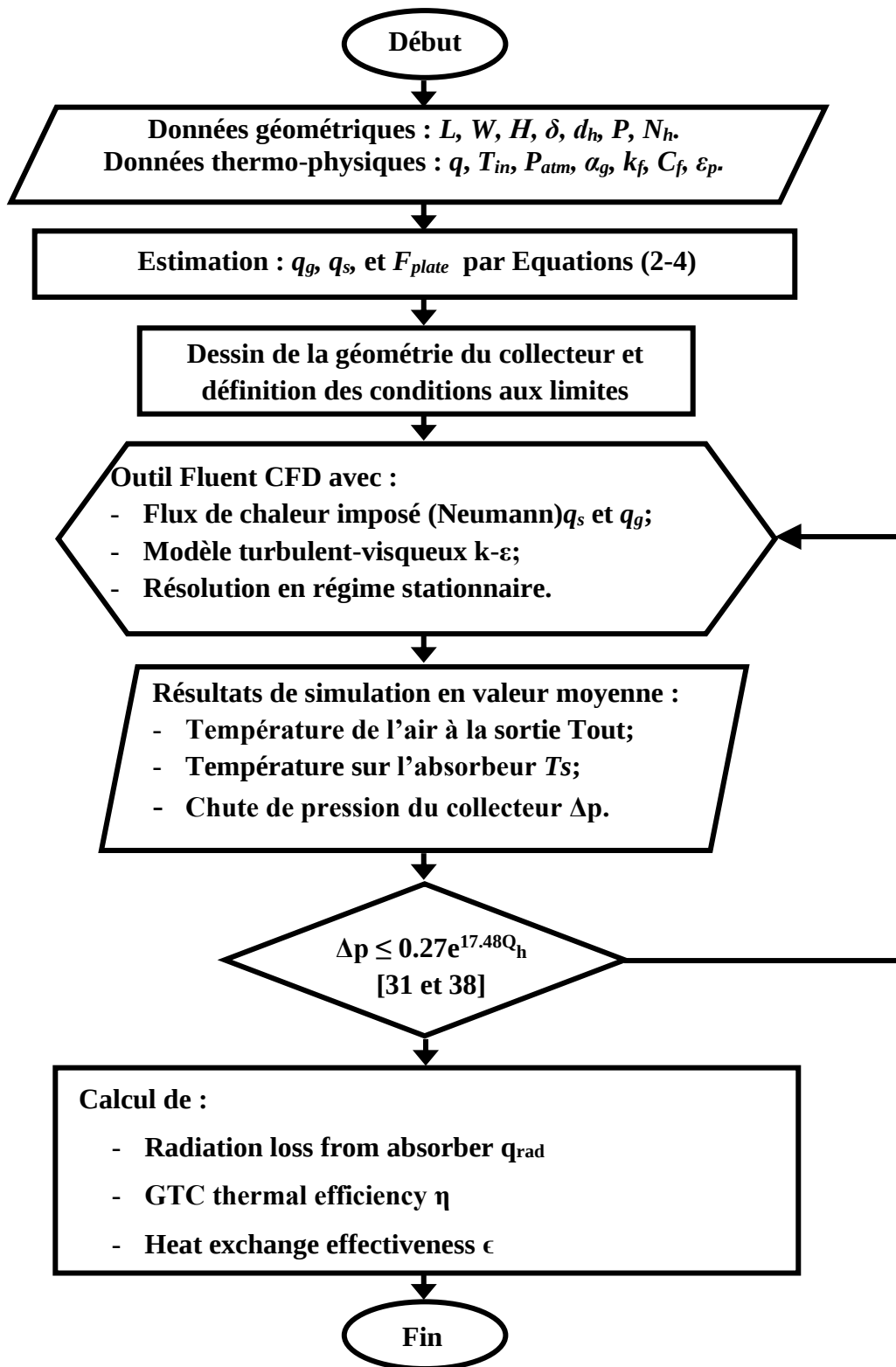
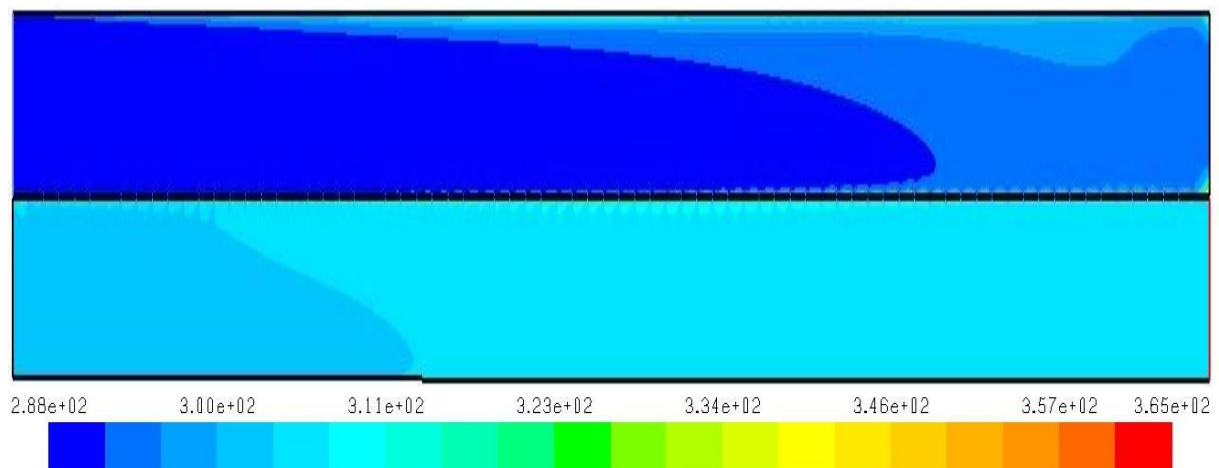
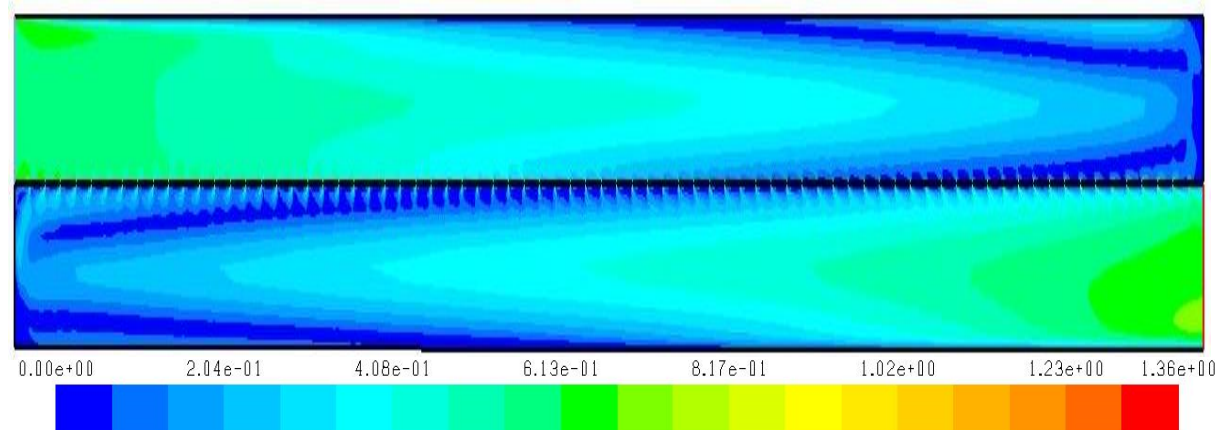


Figure (0.3). Organigramme de la méthode de simulation.

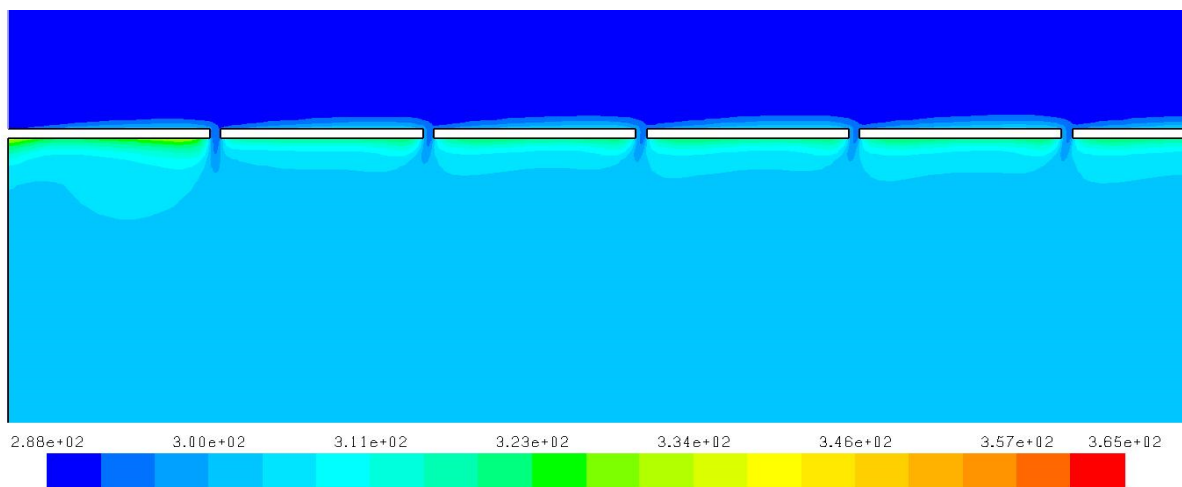


(a) Distribution de température en [°K].

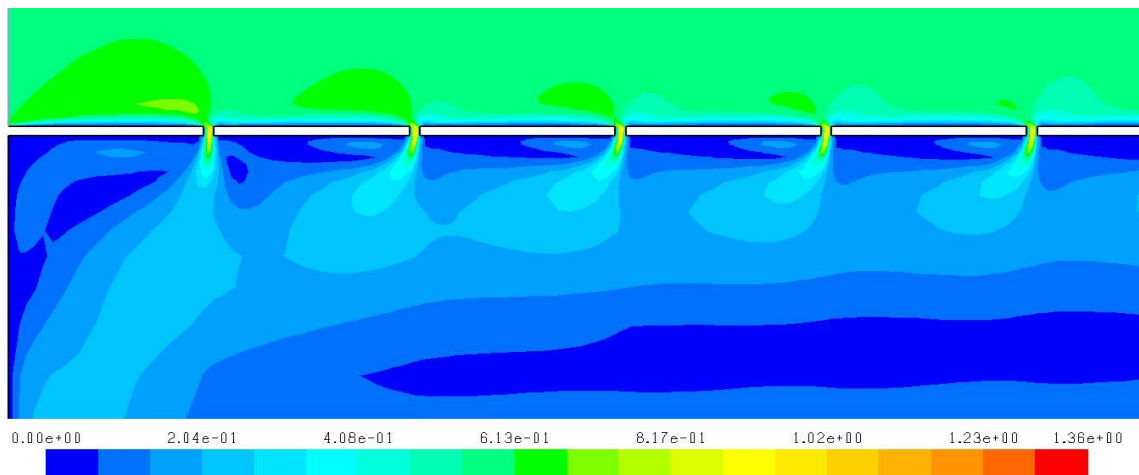


(b) Distribution de la vitesse en [m/s].

**Figure (0.4).** Distribution de la température et de la vitesse le long du GTC avec plaque 1 pour  $U_{in}=0.6$  m/s,  $T_{in}=288$  °K,  $q_g=80$  W/m<sup>2</sup> et  $q_s=300$  W/m<sup>2</sup>.



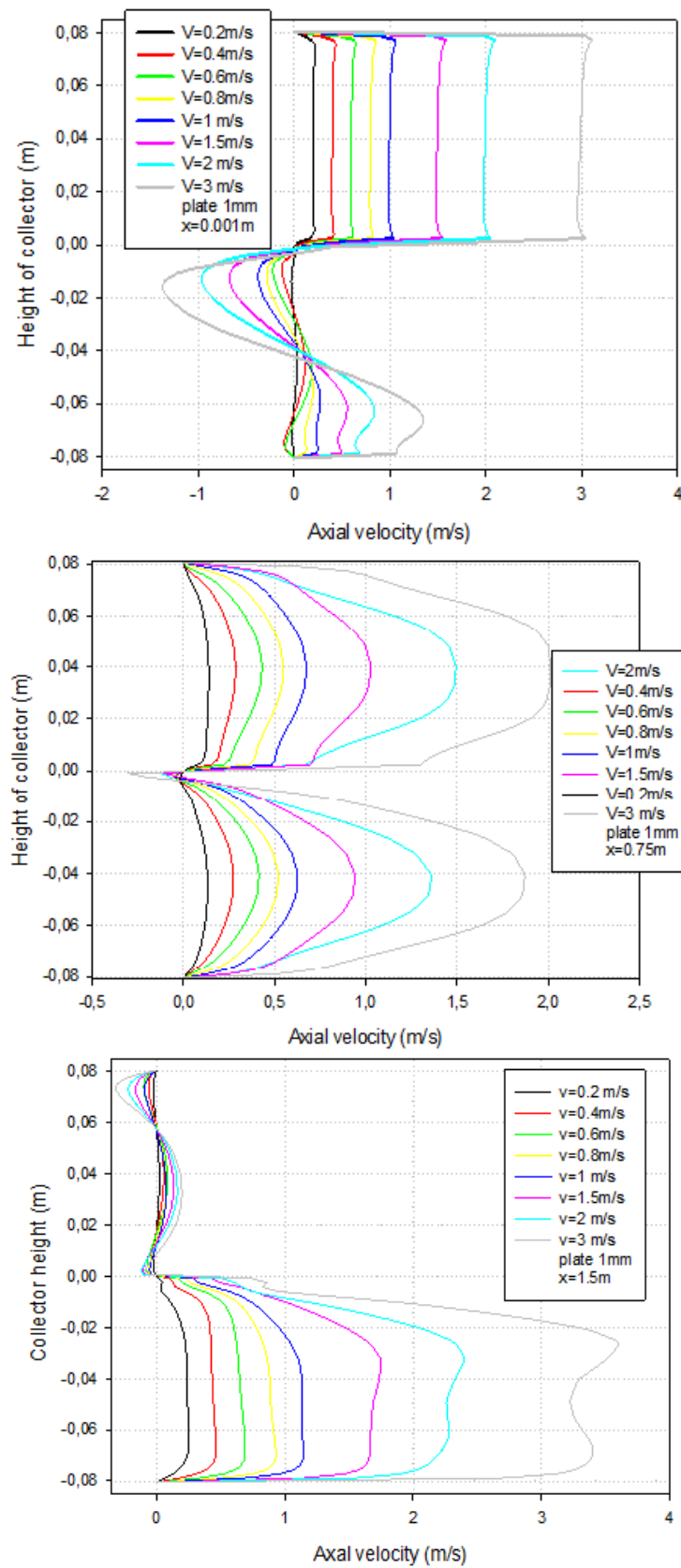
(a) Distribution de température en [°K].



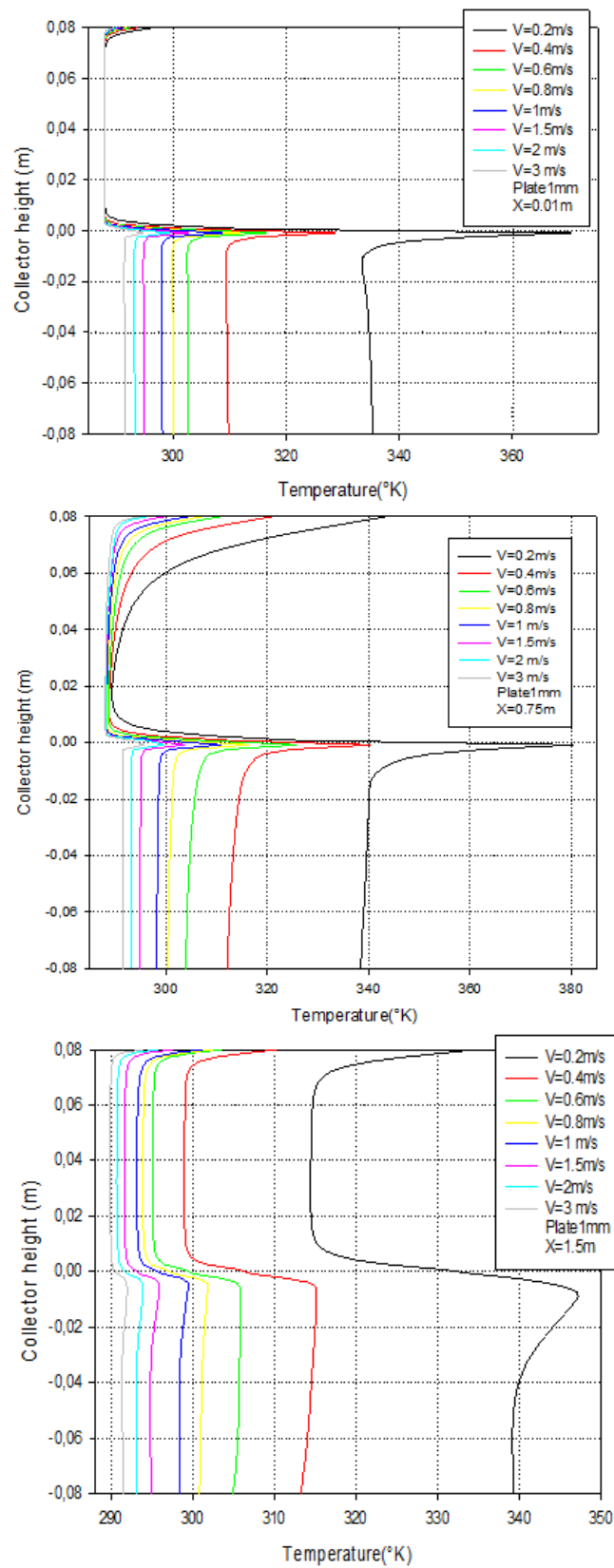
(b) Distribution de la vitesse en [m/s].

**Figure (0.5).** Zoom de distribution de température et de vitesse au voisinage de la plaque 1 à l'entrée pour  $U_{in}=0.6$  m/s.

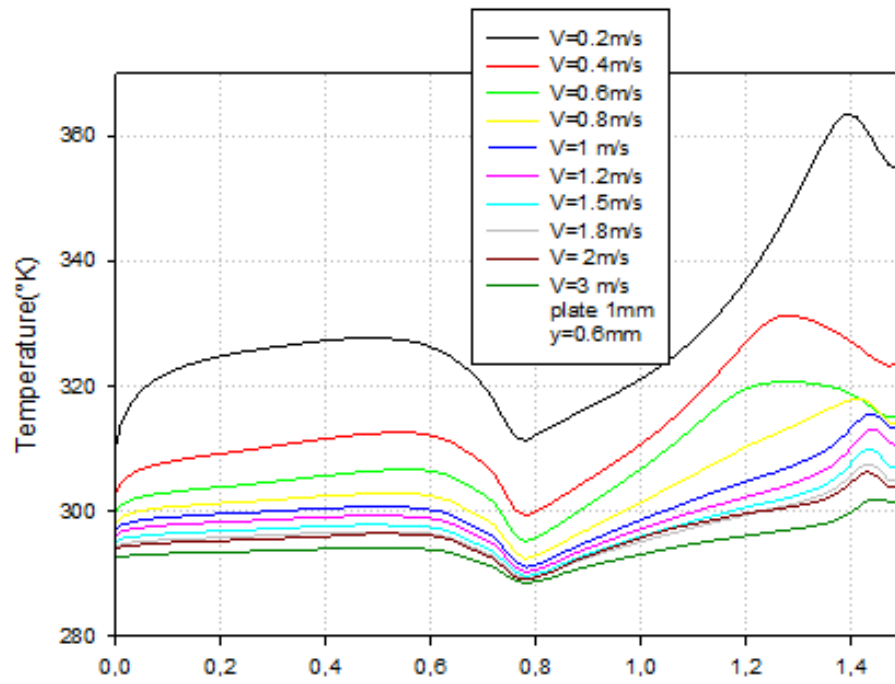
Le long du capteur solaire, pour toutes les plaques perforées, on peut remarquer que la distribution de la vitesse au voisinage des plaques présente des valeurs négatives, c'est-à-dire que cette direction d'écoulement opposée conduit à un écoulement turbulent et à des zones tourbillonnantes. Cette zone de recirculation améliore le mécanisme d'échange de chaleur entre le flux d'air et la plaque absorbante perforée comme il est illustré par la Figure (IV.5). Les profils de température sont représentés pour différents débits ( $U_{in}= 0,2\div 3$  m/s) aussi bien à l'entrée qu'au milieu et région de sortie sur la Figure (IV.6) pour la même plaque. A partir de la Figure (IV.7), on constate que le gain de température est toujours plus important dans le compartiment au-dessous de l'absorbeur que celui de dessus bien que cette région soit elle qui est exposée à l'irradiance du soleil.



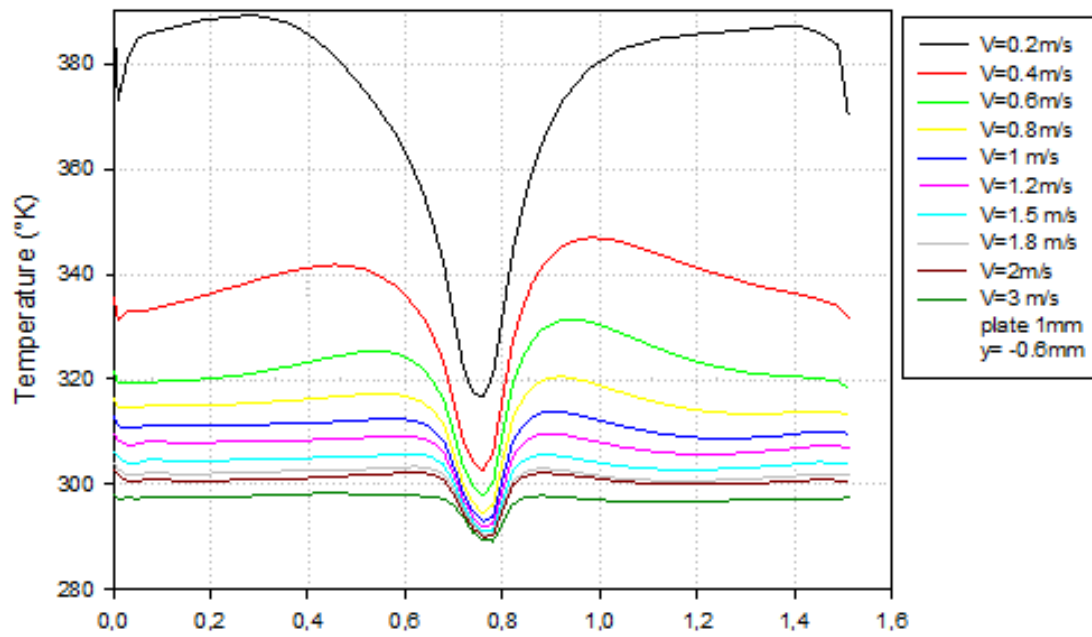
**Figure (0.6).** De haut en bas, profils de vitesse axiale à l'entrée, au milieu et à la sortie le long du GTC avec la plaque 1 pour  $U_{in} = [0,2 \div 3]$  m/s.



**Figure (0.7).** De haut en bas, profils de température à l'entrée, au milieu et à la sortie le long du GTC avec la plaque 1 pour  $U_{in} = [0,2 \div 3] \text{ m/s}$ .



(a)

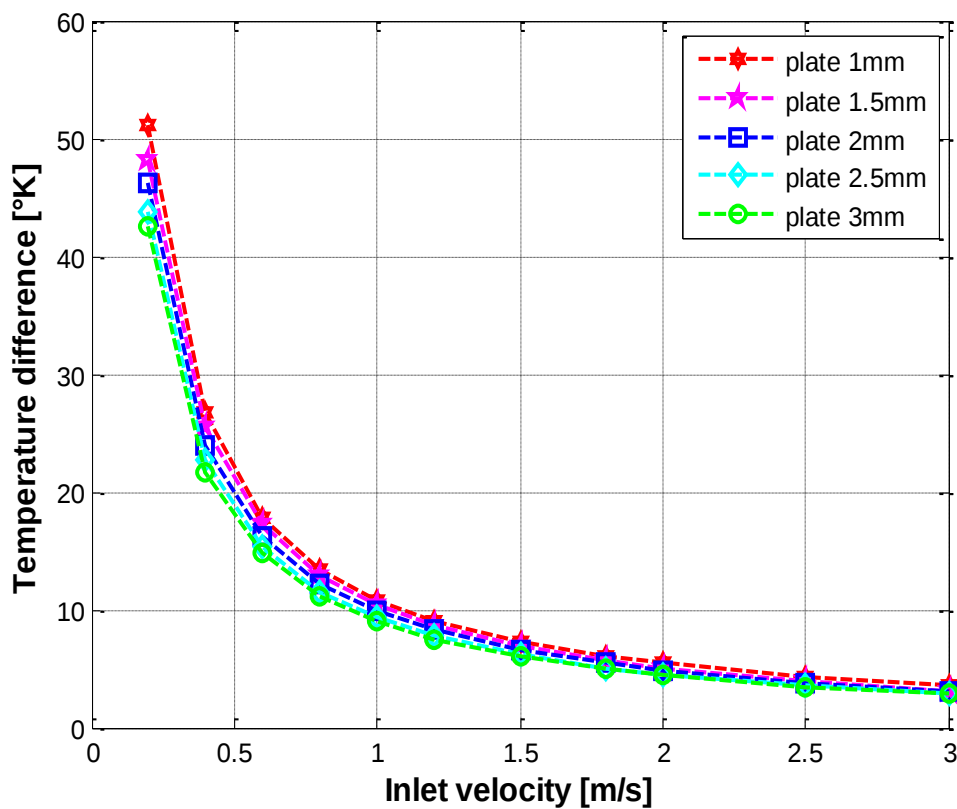


(b)

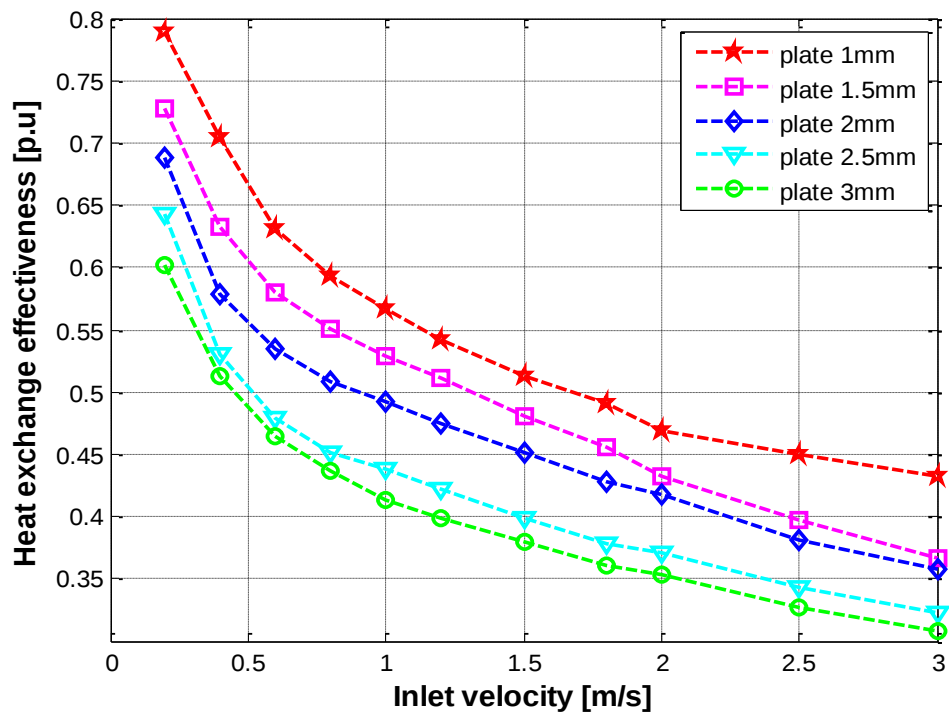
**Figure (0.8).** Profils de température de l'air au voisinage de la plaque 1 le long de l'absorbeur pour  $U_{in} = [0.2 \div 3]$  m/s, (a) en dessus de la plaque de 0.1 mm et (b) en dessous de la plaque de 0.1 mm.

#### IV.2.2. Efficacité thermique, échange de chaleur et différence de température

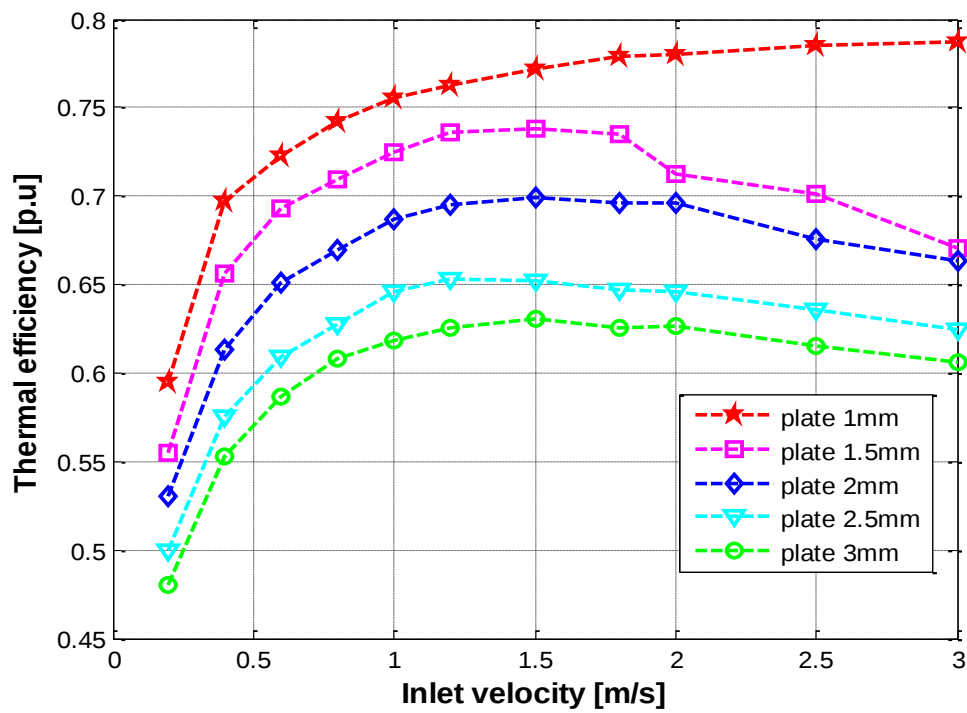
Pour analyser les performances du capteur solaire avec différentes plaques perforées, le rendement thermique n'est pas le seul critère. Elle doit être accompagnée de deux autres critères judicieux que sont l'écart de température et l'efficacité de l'échange thermique, Whillier [40], Hottel et al. [41] et Whillier [42]. C'est tellement raisonnable que le client essaie d'avoir un GTC qui fournit un débit massique d'air élevé avec une grande différence de température qui représente évidemment la puissance du GTC. Malheureusement, ce n'est pas le cas lorsque l'on regarde la Figure (IV.10). D'après les courbes d'efficacité de l'échange de chaleur comme il est illustré à la Figure (IV.11), pour une vitesse d'entrée ou un débit massique constant, on voit qu'elle augmente tant que la porosité diminue. Le meilleur choix sera avec ceux des valeurs inférieures. Cependant, à partir des courbes d'efficacité thermique représentées sur la Figure (IV.11) et la Figure (IV.12), il semble évident que le collecteur est plus efficace lorsque le diamètre du trou diminue. De plus, on remarque que le rendement est important tant que le diamètre des trous diminue.



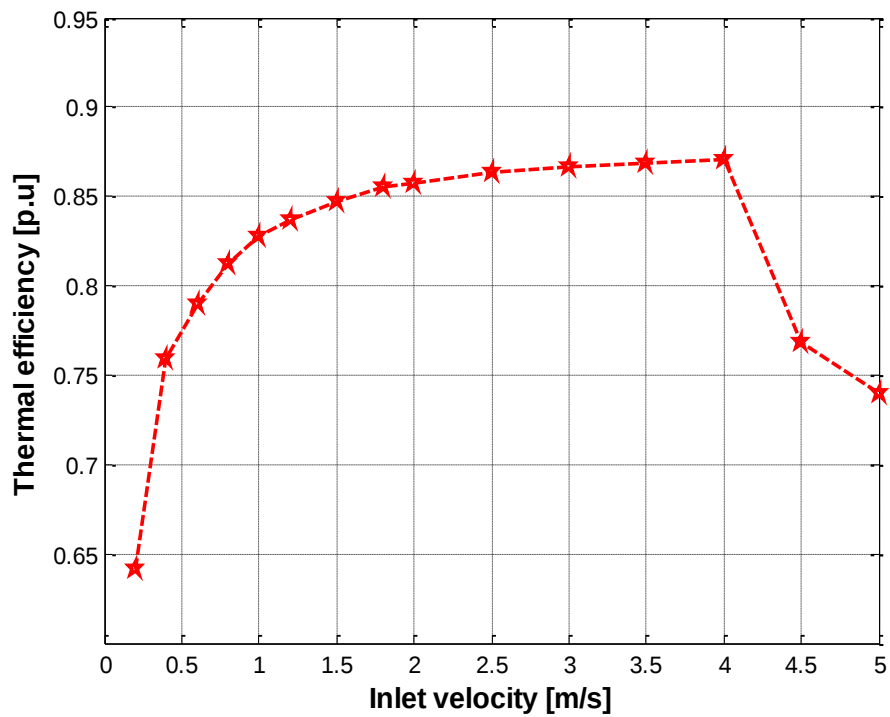
**Figure (0.9).** Effet du débit massique sur la différence de température pour différents absorbeurs perforés.



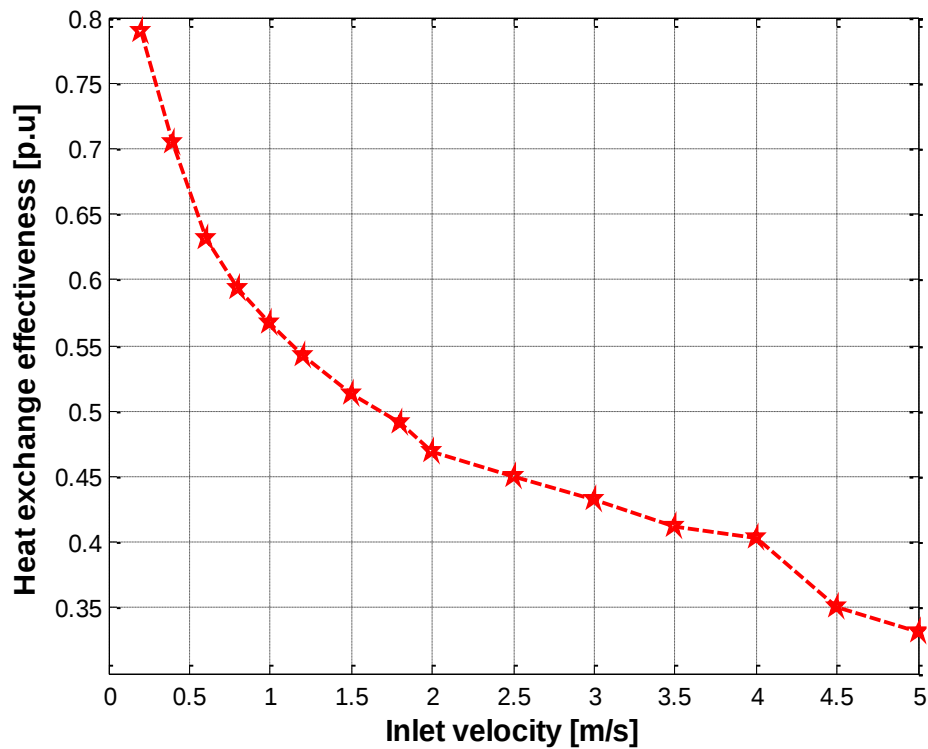
**Figure (0.10).** Effet du débit massique sur l'efficacité de l'échange thermique pour différents absorbeurs perforés.



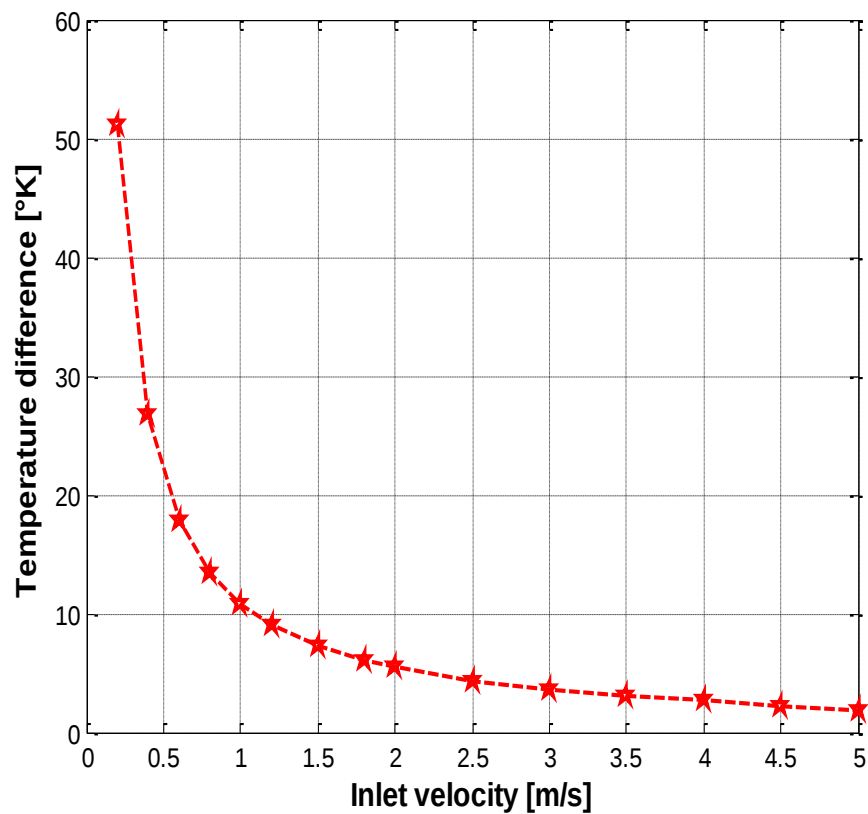
**Figure (0.11).** Effet du débit massique sur le rendement thermique pour différents absorbeurs perforés.



**Figure (0.12).** Efficacité thermique pour un intervalle prolongé d'entrée de vitesse pour la plaque perforée 1.



**Figure (0.13).** Efficacité de l'échange de chaleur pour un intervalle prolongé dans l'entrée de vitesse pour la plaque perforée 1.



**Figure (0.14).** Différence de température pour un intervalle prolongé dans l'entrée de vitesse pour la plaque perforée 1.

### IV.3. Conclusion

Dans ce chapitre, l'influence de la porosité de la plaque absorbante sur l'efficacité des GTC est analysée et simulée lorsque l'espacement des trous est fixe tandis que leur diamètre varie. De plus, pour déterminer l'intervalle de fonctionnement optimal du capteur solaire, le débit massique ou la vitesse d'entrée a suffisamment changé pour atteindre les couples maximaux de débit massique et de différence de température. Des hypothèses de base simples et efficaces ont été élaborées à cette fin. Pour donner plus de précision à la simulation, la perte de rayonnement a été gérée et l'ensemble de la procédure de simulation a été résumée par un organigramme assisté et réalisée à l'aide de l'outil Fluent CFD. Le capteur avec la porosité la plus faible a montré une efficacité thermique acceptable de 76 % pour une différence de température supérieure à 10 °C et un débit massique d'air de 0,0588 kg/s. Les résultats numériques obtenus sont présentés et analysés, le comportement dynamique et thermique du collecteur de flux dans un absorbeur perforé concorde avec ceux des phénomènes réalistes et des résultats expérimentaux disponibles dans la littérature.

## **Conclusion générale**

## Conclusion Générale

L'objectif principal de cette thèse était d'étudier l'influence de la porosité des plaques absorbantes sur l'efficacité des capteurs solaires thermiques plans vitrés à air. Une analyse a été réalisée sur des plaques absorbantes perforées avec différentes épaisseurs et diamètres de trous, à travers lesquels l'air, en tant que fluide caloporteur, circule, en utilisant une simulation numérique avec le logiciel Fluent CFD.

Des hypothèses simplificatrices ont permis de réduire le problème tridimensionnel à un problème bidimensionnel tout en conservant des informations essentielles sur l'efficacité thermique influencée par la variation de la porosité, sous convection forcée pour un débit d'air variable de 0,2 à 3 m/s. Cela a considérablement réduit le temps de calcul, permettant de traiter cinq configurations de plaques (diamètre des trous : 1, 1,5, 2, 2,5 et 3 mm) avec un espacement de trous fixe.

Le modèle turbulent k- $\epsilon$  a été choisi car la turbulence améliore l'échange thermique entre l'absorbeur et l'air. Pour déterminer l'intervalle de fonctionnement optimal du capteur, le débit massique ou la vitesse d'entrée a été ajusté pour atteindre les couples maximaux de débit massique et de différence de température. La perte de rayonnement a été prise en compte pour affiner la simulation, dont la procédure a été résumée dans un organigramme utilisant l'outil Fluent CFD. Le capteur avec la porosité la plus faible a affiché une efficacité thermique de 76 % pour une différence de température supérieure à 10 °C et un débit massique d'air de 0,0588 kg/s.

Les résultats numériques obtenus ont été présentés et analysés, montrant que le comportement dynamique et thermique du collecteur de flux dans un absorbeur perforé est conforme aux phénomènes réalistes et aux résultats expérimentaux disponibles, validant ainsi les hypothèses simplificatrices adoptées pour l'analyse en 2D. Ce travail peut être poursuivi par :

- La simulation tridimensionnelle du capteur pour comparer les résultats de l'analyse en 2D et effectuer une évaluation.
- Le développement de formules analytiques basées sur les équations de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie selon l'approche de la couche limite de Prandtl pour une conception optimale.
- L'analyse de l'influence des trous inclinés sur l'efficacité thermique du collecteur solaire.

**Références Bibliographiques :**

- [1] CHWIEDUK, Dorota. *Solar energy in buildings: thermal balance for efficient heating and cooling*. Elsevier, 2014.
- [2] GORJIAN, Shiva et CAMPANA, Pietro Elia (ed.). *Solar Energy Advancements in Agriculture and Food Production Systems*. Academic Press, 2022.
- [3] Jenny Chase, *Solar Power Finance Without The Jargon*. ISBN: 1786347415, 9781786347411. World Scientific Publishing Company, 2019
- [4] Hussain H. Al-Kayiem, *The Future of Solar Power, Renewable Energy: Research, Development and Policies Series*. Nova Science Publishers, ISBN 9798886976144, Incorporated, 2023
- [5] Will Smart, *Solar Power for Beginners The DIY Guide to Easily Install a Solar Power System in Your Home*. ISBN : 9798655770942, independently Published, 2020.
- [6] Paradis, Pierre-Luc, and Daniel R. Rousse. "Les collecteurs solaires thermiques." *Vecteur Environnement* 47.1 (2014) : 40.
- [7] Norwood Z, Nyholm E, Otanicar T, Johnsson F. A geospatial comparison of distributed solar heat and power in Europe and the US. *Plos One*. 2014 Dec 4;9(12): e112442.
- [8] Close DJ. Solar air heaters for low and moderate temperature applications. *Solar energy*. 1963 Jul 1;7(3):117-24.
- [9] Fudholi, Ahmad, and Kamaruzzaman Sopian. "A review of solar air flat plate collector for drying application." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 102 (2019): 333-345.
- [10] Zhang, Ji, and Tingting Zhu. "Systematic review of solar air collector technologies: Performance evaluation, structure design and application analysis." *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 54 (2022): 102885.

- [11] Chamoli S, Chauhan R, Thakur NS, Saini JS. A review of the performance of double pass solar air heater. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012 Jan 1;16(1):481-92.
- [12] Saxena A, El-Sebaï AA. A thermodynamic review of solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015 Mar 1; 43:863-90.
- [13] Saini RP, Singal SK. A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar energy*. 2007 Nov 1;81(11):1340-50.
- [14] Kutscher, Charles Francis, Craig B. Christensen, and Gregory M. Barker. "Unglazed transpired solar collectors: heat loss theory." (1993): 182-188.
- [15] G.W.E. Van Decker, K.G.T. Hollands, A.P. Brunger. Heat-exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch; *Solar Energy* Volume 71, Issue 1, 2001, Pages 33-45
- [16] Leon, M. Augustus, and S. Kumar. "Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors." *Solar energy* 81.1 (2007): 62-75.
- [17] Chan HY, Vinson AA, Baljit SS, Ruslan MH. Comparison of thermal performances between low porosity perforate plate and flat plate solar air collector. *Int Journal of Physics: Conference Series* 2018 Apr 1 (Vol. 989, No. 1, p. 012001). IOP Publishing.
- [18] Singh, Inderjeet, and Sachit Vardhan. "Experimental investigation of an evacuated tube collector solar air heater with helical inserts." *Renewable Energy* 163 (2021): 1963-1972.
- [19] Fleck BA, Meier RM, Matovic MD. A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector. *Sol Energy* (2002)73: 209-16.
- [20] Yadav AS, Bhagoria JL. Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013 Jul 1 ;23 :60-79.

- [21] Chabane F. Modélisation des paramètres de la conversion thermique de l'énergie solaire (Doctoral dissertation, Université Mohamed Khider-Biskra).
- [22] Bejan, A., 2013. Convection heat transfer. John Wiley & sons.
- [23] Moran, M.J., Shapiro, H.N., Munson, B.R. and DeWitt, D.P., 2002. Introduction to thermal systems engineering: thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer. John Wiley & Sons.
- [24] Oosthuizen, P.H. and Naylor, D., 1999. An introduction to convective heat transfer analysis. McGraw-Hill Science, Engineering & Mathematics.
- [25] Kakac, S., Yener, Y. and Pramuanjaroenkij, A., 2013. Convective heat transfer. CRC press.
- [26] Markatos, N.C., 1986. The mathematical modelling of turbulent flows. Applied Mathematical Modelling, 10(3), pp.190-220.
- [27] Moulin, V., 1992. Modelling of turbulence in turbo-machines ; Modélisation de la turbulence dans les turbomachines.
- [28] Amrani, A. Habchi, M. and Chaouch, S., 2022. A bi-dimensional numerical study for the porosity effects on perforated GTC efficiency under constant surface heat flux condition. International Journal of Modern Physics C (IJMPC), 33(09), pp.1-14.
- [29] Amrani, A. and Saim, R., 2014, October. Numerical study on effect of mass flow rate and porosity on the thermal performance in the solar sensor with porous absorber. In 2014 North African Workshop on Dielectric Materials for Photovoltaic Systems (NAWDMPV) (pp. 1-6). IEEE.
- [30] Jones, W. P., Laun der, B. E., The Calculation of Low-Reynolds Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence, International Journal Heat Mass Transfer, 16 (1981) 6; 1119-1130
- [31] Patankar SV Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere, New York (1980)

- [32] ROLDÁN, M., FERNÁNDEZ, J., VALENZUELA, L., *et al.* CFD Modelling in solar thermal engineering. *Engineering applications of computational fluid dynamics*, 2015, vol. 3.
- [33] PASHCHENKO, D. I. ANSYS fluent CFD modeling of solar air-heater thermoaerodynamics. *Applied Solar Energy*, 2018, vol. 54, p. 32-39.
- [34] TAGLIAFICO, Luca A., SCARPA, Federico, et DE ROSA, Mattia. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 30, p. 526-537.
- [35] C. Aboura, « Résolution numérique d'un modèle de dynamique des fluides par la méthode des volumes finis ». Thèse de magister, Département de mathématiques, Université de Tlemcen, 2002.
- [36] RIFF, Christopher. Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling. *Department of Chemical Engineering at University of Illinois-Chicago*, 2004.
- [37] GUESSOUS, Laila. Teaching cfd: combining experiments and practical projects with numerical simulations. In : *Fluids Engineering Division Summer Meeting*. 2003. p. 999-1004.
- [38] Van Doormal JP, Raithby GD, Enhancement of the simple method for predicting incompressible fluid flow. *Numer Heat Transf* (1984) 7 ;147–163
- [39] O. Balima, T. Fontfreyde, E. George, S. Marinha, A. Rezgui, « Etude de la convection naturelle dans une cavité carrée en 2D et 3D sous fluent et gambit ». Projet méthode numérique.
- [40] Whillier, A., Solar Energy Collection and Its Utilization for House Heating, Ph. D. the sis, MIT, Cam -bridge, Mass., USA, (1953)
- [41] Hottel, H. C., Whillier, A., Evaluation of Flat Plate Collector Performance, Transaction of the Conference on the Use of Solar Energy, University of Arizona Press, Vol. 2, (1958), 74-104
- [42] Whillier, A., Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings, *ASHRAE*, New York, (1977). 27-40

## A bi-dimensional numerical study for the porosity effects on perforated GTC efficiency under constant surface heat flux condition

Asmaa Amrani<sup>\*,§,¶</sup>, Mohammed Habchi<sup>\*,†,¶</sup> and Saâd Chaouch<sup>‡,¶</sup>

<sup>\*</sup>*Department of Physics, LPT, Abou Bekr Belkaid University  
BP 119, Tlemcen 13000, Algeria*

<sup>†</sup>*Higher School of Applied Sciences, BP 165RP  
Bel Horizon, Tlemcen 13000, Algeria*

<sup>‡</sup>*Research Center in Industrial Technologies  
BP 64 Cheraga, Alger 16014, Algeria  
[samrani.asma13@gmail.com](mailto:samrani.asma13@gmail.com)*

<sup>¶</sup>*[habchi2001@yahoo.fr](mailto:habchi2001@yahoo.fr)*

<sup>§</sup>*[s.chaouch@crti.dz](mailto:s.chaouch@crti.dz)*

Received 27 November 2021

Accepted 8 January 2022

Published 21 February 2022

In this paper, the flat-plate solar collector with different porosities is considered. The use of perforated absorbers has many advantages, including the diffusion of the absorbed radiation over the entire depth of the absorber, which increases the area of heat transfer and reduces the local flux density on absorbent surfaces. A parametric study based on numerical simulation is carried out by varying the absorber plate perforation diameter and fixing its spacing. The inlet mass flow rate is changed in a large interval in order to determine the optimal operating points. The heat diffusion and energy balance equations are formulated to be suitable to analyze the influence of the absorber plates' perforation on the GTC thermal performance. That is why, the necessary basic assumptions are developed to simulate the heat exchange mechanism as accurate as possible. Therefore, the heated air thermal conductivity is neglected against that of the absorber which allows that constant surface heat flux condition to be applied at its outer well as well as at glazing cover. The methodology of simulation is completed by aided flowchart to handle the radiation loss and pressure drops' validation.

**Keywords:** Glazed transpired solar collector; perforated absorber; flat-plate solar collector; air injection; forced convection; constant surface heat flux condition.

PACS Nos.: 07.05.Tp, 42.79.Ek, 88.40.-j, 88.40.me.

### 1. Introduction

Generally speaking, all the available types of solar heating air collectors can be classified in two categories in spite of their mounting or installing way whether is

<sup>¶</sup>Corresponding author.

mounted vertically, horizontally or with specified declination angle. The first category is the unglazed transpired solar collector (UTSC) which is obviously cheaper in construction compared with that of second that features of glazed cover (GTC) allowing to improve the efficiency of the solar collector.

Due to the fact that the key factor for enhancing the heat transfers process in the solar collectors is their dimensions and thermal characteristics of the solar absorber, the concerned literature by renewable energy or thermal systems generally concentrates on this. Hence, many absorbers are designed and experienced, e.g. bare plate, wire mesh, rounded or slit-like perforated, un-perforated, with single pass, double pass, triples pass or back-pass.<sup>1-13</sup>

For the sake of showing and just citing the previous works, Kutscher<sup>14</sup> tackled a thin, isothermal perforated plate with and without a crosswind on the upstream face using a wind tunnel and small lamp array. For heat exchange effectiveness and also for pressure drop, correlations were developed allowing the designers to optimize hole size and spacing of the absorber plate. Van Decker *et al.*<sup>15</sup> improved the model of Kutscher and developed a wider range and higher accuracy model to predict the efficiencies of collectors. The effects of wind on an UTSC performance were studied by Fleck *et al.*<sup>16</sup> The performance of low-conductivity unglazed, transpired solar collectors (TSCs) was studied numerically and experimentally by Gawlik *et al.*,<sup>17</sup> and the obtained results showed that for practical low-conductivity materials, the performance differed little from the equivalent plate geometry in that of high-conductivity material. Eryener and Akhan<sup>18</sup> presented the performance of the first TSC in Turkey which showed significant performance. Mathematical models of the thermal performance of flat and transpired aluminum plates were developed and verified through experiments by Yen Chana *et al.*<sup>19</sup> The results showed that for the transpired design to be able to reduce heat losses and hence achieve better heat transfer, the efficiencies for the flat and transpired facades are about 30% and 80%, respectively. Shukla *et al.*<sup>20</sup> presented the introduction to various types of TSCs, working principle, literature research for performance and modeling. The literature showed that the most critical factors affecting TSC efficiency are wind rate, velocity, flow rate, absorptivity and porosity.<sup>8-13,15,21-25</sup>

The usage of transparent glass proved to be a most promising candidate to improve the efficiency of transpired solar air heaters.<sup>8-13,26</sup> The thermal performance of a GTC with perforating corrugated plate was studied by Zheng *et al.*<sup>27</sup> compared with other TSCs. The results indicate that the thermal performance of glazed TSCs is better than the unglazed collectors in rural areas of cold regions.

Li *et al.*<sup>6</sup> employed the unsteady numerical simulation to analyze the effects of key parameters on the thermal performance for vacuum glazed TSC with slit-like perforations; the key parameters include equivalent diameter of perforation, pitch of perforations, collector height, emissivity of the absorber plate and vacuum glass cover, and transmittance of vacuum glass cover. The obtained results show that the effect of collector height and vacuum glass covers' transmittance on thermal performance is significant, and the model is useful in designing and optimizing the

vacuum glazed TSC for different applications. Michalopoulos and Massouros<sup>28</sup> experimentally and analytically investigated the effects of glazing on solar collector by varying the number of glazing in a flat-plate solar collector. The natural convection loss between an absorber plate and the glazing cover for different gap sizes is studied by Nahar and Garg.<sup>29</sup> It is found that a gap of 4 to 5 cm between the absorber and the glazing cover should be maintained to limit a minimum shading and convection loss. Zomorrodian *et al.*<sup>30</sup> studied the difference between a mesh and transpired absorber. Mesh type is heavier and bulkier than the transpired absorber because of the interwoven of metal wires while transpired absorber consists of metal plate with small holes. Zomorrodian *et al.*<sup>31</sup> proposed another configuration but more complex construction and relatively expensive with perforated absorber and slatted glass cover where the air flows through the slat opening to the transpired absorber. Most permeable absorber with 0.0314 of porosity recorded a highest thermal efficiency of 88% at the highest flow rate.

This paper deals with heat exchange mechanism effectiveness of flat GTC subjected to forced convection. The collector consists of aluminum perforated absorber plate for different porosities where the hole diameter is variable but spacing is kept unchanged. Moreover, the inlet air flow rate considered in the study takes various values to show optimal interval of collector operation with maximum efficiency. Therefore, a numerical simulation of steady-state thermal analysis of GTC with stationary flow using ANSYS Fluent software based on Computational Fluid Dynamics (CFD) tool and multi-physics modeling is performed by adopting the suitable hypothetical assumptions. The simulation study of the heat exchange mechanism is carried out on two-dimensional coordinates' system and the sun's energy is represented by the constant surface heat flux which is picked up throughout the entire contact surface between air and the perforated plate. These assumptions can handle the effects of hole diameter, spacing and the plate thickness, air flow rate and the irradiance by acceptable accuracy with conjunction of reducing time calculation as well as the complexity of the geometry. Below, the methodology is explained throughout the progress of the paper and the simulation shows a great accordance with realistic phenomena and experimental results.

This paper is organized as follows: the basic assumptions and problem description are given in Sec. 2. We expose in Sec. 3, the numerical simulation methodology followed by the results and their discussions, and finally, in Sec. 4, we give a conclusion.

## 2. Basic Assumptions and Problem Description

The geometry considered in this study is shown in Fig. 1. The GTC dimensions are 1.52 m of length, 0.6 m of width and 0.17 m of height. The glass and wood insulation covers are 0.004 m and 0.01 m thick, respectively. The absorber perforated plate is 1 mm thick made of aluminum and coated with black paint. It is located at the

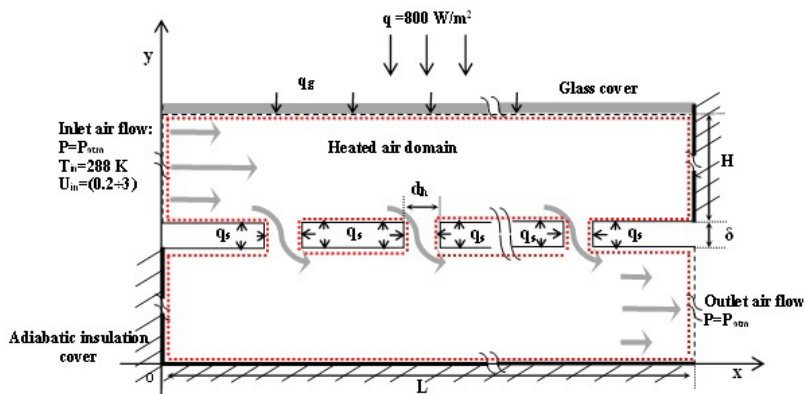


Fig. 1. Schematic diagram of flat GTC with perforating plate and boundary condition setting.

middle between the bottom insulator and glass cover. The physical parameters of the materials constituting the GTC are given in Table 1.

The operating principle of the collector can be explained as follows: the air at inlet temperature of 288 K enters and flows throughout GTC. It starts embracing and caressing the absorber perforated plate from its two faces through the holes as well as the inside face of glass cover. This contact participates in the heat exchange mechanism. The biggest available sun's energy is picked up by the aluminum plate which later features high thermal conductivity while a little amount is seized by the glass cover due to its absorptivity. It is evident that the sun's energy gathered by the top plate face is transferred by convection to the air as heat through the two faces: the top and the back face. Therefore, the necessary basic assumptions for simulation analysis should be immediately mentioned:

- Thermal, physical and transport properties of the perforated plate and the heated air are independent of temperature.
- Stationary air flow throughout the entire collector is assumed under  $k - \epsilon$  turbulent model.
- The fluid (heated air) thermal conductivity is neglected against that of the absorber which allows that constant surface heat flux condition to be applied at its outer wall.

Table 1. The thermophysical properties of the materials.

| Parameters                             | Glass <sup>32</sup> | Aluminum | Wood  |
|----------------------------------------|---------------------|----------|-------|
| Thermal conductivity $\lambda$ (W/m.k) | 1.38                | 202.4    | 0.137 |
| Density $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )    | 2190                | 2719     | 700   |
| Specific heat $c_p$ (Kj/kg.k)          | 0.74                | 0.871    | 2.310 |
| Emissivity $e$                         | 0.89                | 0,1      | —     |
| Absorptivity $\alpha$                  | 0.1                 | 0,9      | —     |

- Heat loss by convection to external is neglected against the radiation from the absorber to the sky and ground.
- The pressure drop through the collector is considered as a measure of validity.

### 2.1. Governing equation

The control volume depicted in Fig. 1 by the surrounding dashed line (in red color) represents the study domain which is the heated air (fluid). Based on the assumptions mentioned above, we notice that the absorber plate and glass cover act as heat flux sources for heating up the air. Hence, the domain study of interest is the fluid flowing in the collector, and the heat diffusion equation is

$$k_f \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] + G_f C_f \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \right) + (q_s + q_{sg}) = \rho_f C_f \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (1)$$

where  $k_f$ ,  $C_f$  and  $G_f$  are the fluid thermal conductivity, specific heat and mass flux (flow rate per unit area) of fluid, respectively. The heat source applied at the inside wall of glass cover is given by

$$q_g = \alpha_g q, \quad (2)$$

where  $\alpha_g$  is the glass absorptivity; however, regarding the heat source applied at the outer side of the perforated absorber plate, we have to introduce a new factor for allowing the consideration of geometry plate effect (diameter holes, spacing, thickness, shape, etc.), and thus we can write

$$q_s = F_{\text{plate}} \alpha_p \tau_g q, \quad (3)$$

$$F_{\text{plate}} = \frac{(A_p - A_h)}{2(A_p - A_h) + N_h \pi d_h \delta}, \quad (4)$$

where  $N_h$ ,  $d_h$  and  $\delta$  are the holes' number, the hole diameter and the plate thickness, respectively, while the plate area is  $A_p = WL$  and the holes' area is  $A_h = N_h \frac{1}{4} \pi d_h^2$ .

### 2.2. Shear-stress transport $k - \epsilon$ turbulent model

For a much more practical approach, we use the standard  $k - \epsilon$  turbulent model, which is an inappropriate choice for our study because we have considered a large interval of mass flow rate, where the inlet velocity can take values from  $0.2 \text{ m.s}^{-1}$  to  $3 \text{ m.s}^{-1}$ . A low-Reynolds-number turbulence model proposed by Jones *et al.*<sup>33</sup> is adopted in this paper; this model is defined by two transport equations: one for the turbulent kinetic energy  $k$  and the other for the dissipation rate of turbulent energy  $\epsilon$ ,

$$\rho u \frac{\partial k}{\partial x} + \rho v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + p_k - \rho \epsilon + D, \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial \epsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \epsilon}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] \\ &+ (C_{\epsilon 1} f_1 p_k - \rho C_{\epsilon 2} f_2) \frac{\epsilon}{k} + DE_{I.R.N.} \end{aligned} \quad (6)$$

For a two-dimensional flow, the production term becomes

$$p_k = \mu_t \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (7)$$

The turbulent viscosity is calculated as follows:

$$\mu_t = f_u \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}. \quad (8)$$

$E_{I, \text{RN}}$  is a term that applies for  $k - \epsilon$  low Reynolds number model. In Eqs. (5) and (6), the terms  $D$  and  $E_{I, \text{RN}}$  are defined by

$$\begin{cases} D = -2\mu \left[ \left( \frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2 \right], \\ E_{I, \text{RN}} = 2\mu \frac{\mu_t}{\rho} \left[ \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x^2} \right)^2 \right]. \end{cases} \quad (9)$$

The constants of  $k - \epsilon$  model are those given by Jones *et al.*<sup>33</sup> mentioned in Table 2.

The modeling damping functions  $f_1$ ,  $f_2$  and  $f_\mu$  used for the LRN  $k - \epsilon$  model are presented as<sup>34</sup>

$$f_\mu = (1 - e^{-0.0165 R_y})^2 \left( 1 + \frac{20.5}{R_T} \right), \quad (10)$$

$$f_1 = 1 + \left( \frac{0.05}{f_\mu} \right)^3, \quad (11)$$

$$f_2 = 1 - e^{-R_T^2}, \quad (12)$$

where

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\epsilon \mu} \quad \text{and} \quad R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}. \quad (13)$$

### 2.3. GTC efficiency and effectiveness equations

Each thermal system is characterized by maximum power of operation and the GTCs cannot escape that fact. Increasing the mass flow rate (velocity inlet) of air will not allow the GTC to exceed its operation constraints; this is why the thermal efficiency is a legitimate measure for solar collector performances and can define the optimal operating couples of mass flow rate and temperature difference.

Table 2. Constants of  $k - \epsilon$  model.

| Constant | $C_\mu$ | $C_{\epsilon 1}$ | $C_{\epsilon 2}$ | $\sigma_\epsilon$ | $\sigma_k$ | $\sigma_t$ |
|----------|---------|------------------|------------------|-------------------|------------|------------|
| Value    | 0.09    | 1.44             | 1.92             | 1.3               | 1          | 0.9        |

It is the ratio of the useful heat output to the total solar energy input picked up by the collector. For the sake of reducing the complication of the simulated thermal system model, see Fig. 1, the radiation loss effect is not handled. Therefore, the radiation loss  $q_{\text{rad}}$  term is added to the solar irradiance  $q$  by which  $q_{\text{rad}}$ , thermal efficiency  $\mu$  and heat exchange effectiveness  $\epsilon_{Hx}$  are given, respectively, as follows:

$$q_{\text{rad}} = \epsilon_p \sigma_{sb} (T_s^4 - F_{p \sim \text{sky}} T_{\text{sky}}^4 - F_{p \sim \text{gnd}} T_{\text{gnd}}^4), \quad (14)$$

$$\mu = \frac{G_f C_f (T_{\text{out}} t - T_{\text{in}})}{q + q_{\text{rad}}}, \quad (15)$$

$$\epsilon_{Hx} = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{amb}}}{T_s - T_{\text{amb}}}. \quad (16)$$

### 3. Numerical Simulation Methodology and Results

The commercial computer code FLUENT is used to calculate the fluid flow and heat transfer in the computational domain. The finite volume method, Patankar,<sup>34</sup> based

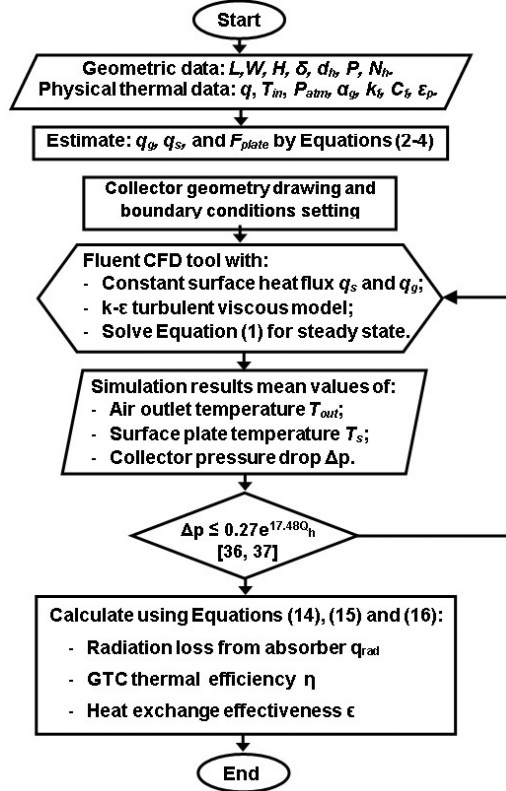


Fig. 2. Simulation method flowchart.

Table 3. Technical specifications of perforated absorbent plates.

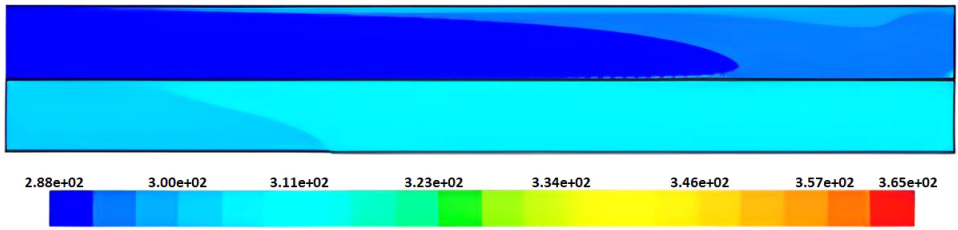
|         | Hole diameter (mm) | Pitch (mm) | Plate porosity |
|---------|--------------------|------------|----------------|
| Plate 1 | 1                  | 20         | 0.20           |
| Plate 2 | 1.5                | 20         | 0.44           |
| Plate 3 | 2                  | 20         | 0.79           |
| Plate 4 | 2.5                | 20         | 1.23           |
| Plate 5 | 3                  | 20         | 1.77           |

on the SIMPLEC algorithm and Van Doormal<sup>35</sup> is used to solve the system of governing Eq. (1) provided with boundary conditions as mentioned in Fig. 1.

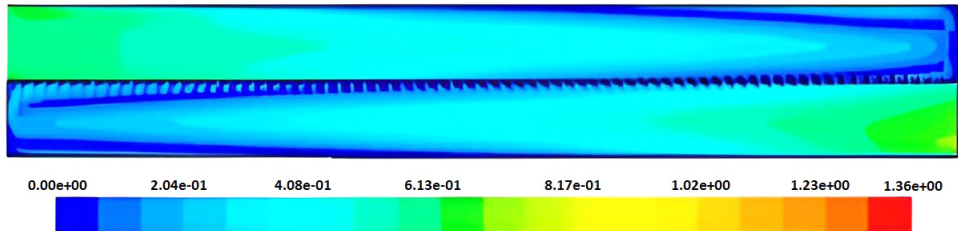
The simulation procedure adopted in our study is summarized with the flowchart as depicted in Fig. 2. Different porosities are considered by changing the holes' diameter and fixing the spacing as depicted in Table 3. A variation in inlet velocity is from  $0.2 \text{ m s}^{-1}$  to  $3 \text{ m s}^{-1}$ , while that for the plate 1 (Table 3) is extended to  $5 \text{ m s}^{-1}$  to find GTCs' operating limits where the efficiency starts decreasing.

### 3.1. Temperature and velocity distributions and profiles discussion and analysis

The temperature and velocity distribution results for plate 1 at inlet velocity of  $0.6 \text{ m s}^{-1}$  (chosen just for the sake of illustration) are shown in Figs. 3(a) and 3(b).

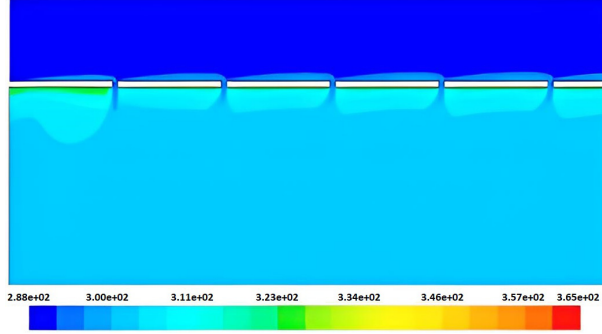


(a) Temperature distribution in (K)

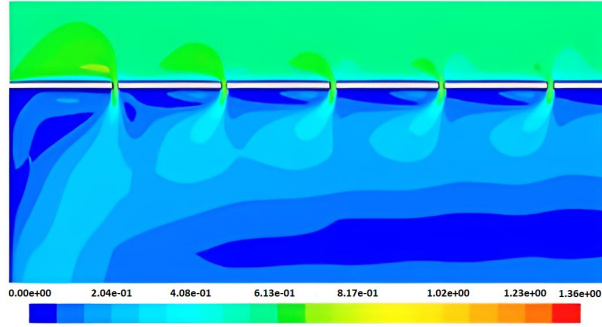


(b) Velocity magnitude distribution in (m/s)

Fig. 3. Temperature and velocity distributions throughout the GTC with plate 1 for  $U_{in} = 0.6 \text{ m s}^{-1}$ ,  $T_{in} = 288 \text{ K}$ ,  $q_g = 80 \text{ W m}^{-2}$  and  $q_s = 300 \text{ W m}^{-2}$ .



(a) Temperature distribution (k)



(b) Velocity magnitude distribution (m/s)

Fig. 4. Temperature and velocity distributions near the plate 1 at entrance region for  $U_{in} = 0.6$  m/s.

It is clear that the heat transfer increases as long as the velocity decreases, to demonstrate our context better, near to the plate perforation in entrance region as shown in Fig. 4 (Fig. 3 is zoomed in).

Throughout the solar collector, for all perforated plates, the velocity magnitude distribution at the vicinity of the plates exhibits negative values, i.e. this opposite

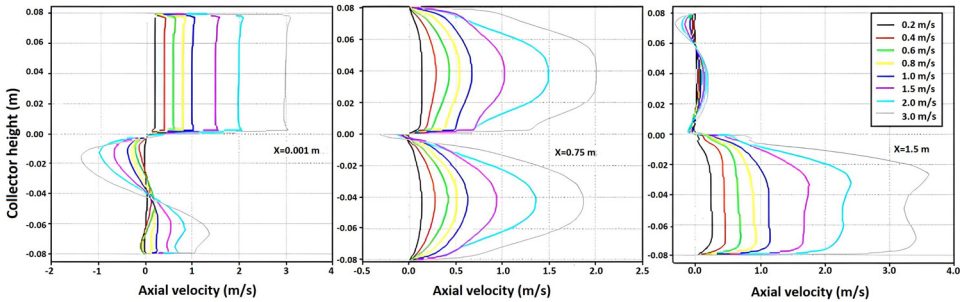


Fig. 5. Axial velocity profiles at entrance, middle and outlet regions throughout the GTC with plate 1 for  $U_{in} = 0.23$  m s<sup>-1</sup>.

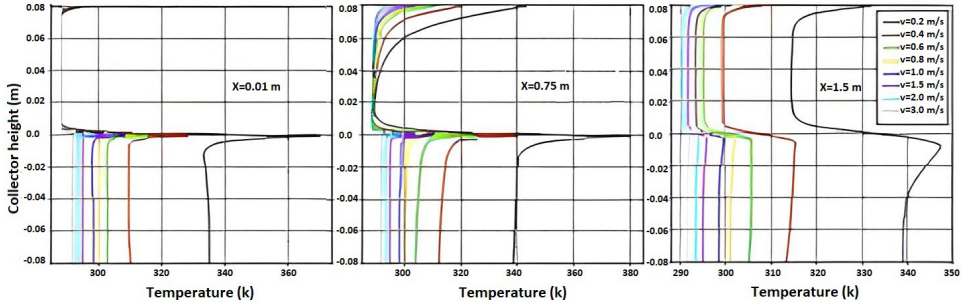


Fig. 6. Temperature profiles at entrance, middle and outlet regions throughout the GTC with plate 1 for  $U_{in} = 0.23 \text{ m s}^{-1}$ .

direction of flow leads to turbulent flow and eddy zones. This zone of recirculation enhances the heat exchange mechanism between the air flow and the absorber plate as illustrated in Fig. 5. The temperature profiles are depicted for different flow rates ( $U_{in} = 0.23 \text{ m s}^{-1}$ ) as well, at entrance, middle and outlet regions in Fig. 6 for the same plate. It is found that the gain in temperature is always greater in the rear plenum chamber form than in the front plenum chamber although this front plate is exposed to sun's irradiancy as obviously depicted in Fig. 7.

### 3.2. Thermal efficiency, heat exchange and temperature difference

To analyze the performance of the solar collector with various perforated plates, the thermal efficiency is not the unique criterion. It should be accompanied with other two judicious criterions which are temperature difference and heat exchange effectiveness, Whillier,<sup>38</sup> Hottel *et al.*<sup>39</sup> and Whillier.<sup>40</sup>

It is so reasonable that the customer tries to have a GTC that provides a high air mass flow rate with large temperature difference which represents evidently the

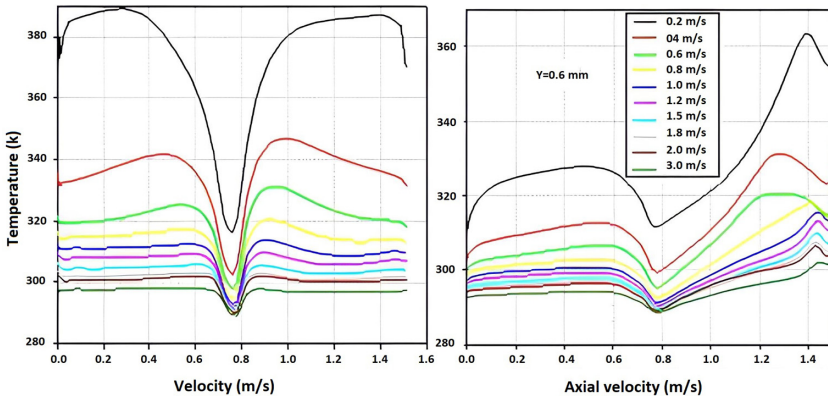


Fig. 7. Temperature profiles throughout the vicinity of absorber plate 1 for  $U_{in} = 0.23 \text{ m s}^{-1}$ , the right side for front plate face whereas the left side for rear plate face.

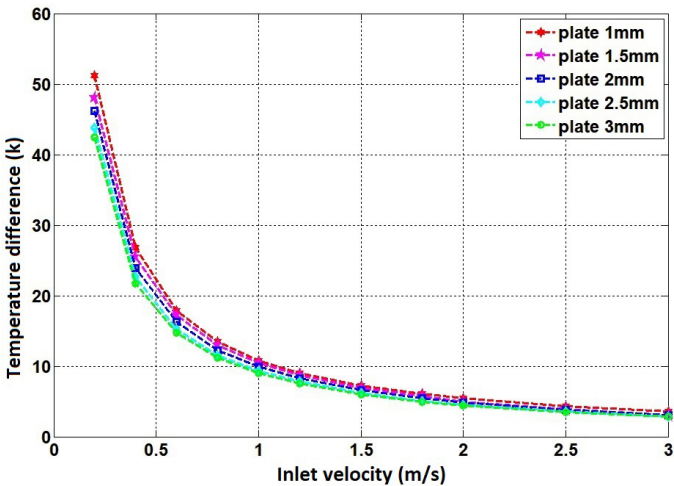


Fig. 8. Effect of the mass flow on temperature difference for different perforated absorbers.

GTCs’ power. Unfortunately, this is not the case when looking at Fig. 8. From heat exchange effectiveness curves as depicted in Fig. 9, for constant inlet velocity or mass flow rate, it shows that it increases as long as the porosity decreases. The best choice will be with those of the lower values. However, from thermal efficiency curves depicted in Figs. 10 and 11, it seems obvious that the collector is enhanced when hole diameter decreases. Moreover, we notice that the efficiency is important as long as the holes’ diameter decreases.

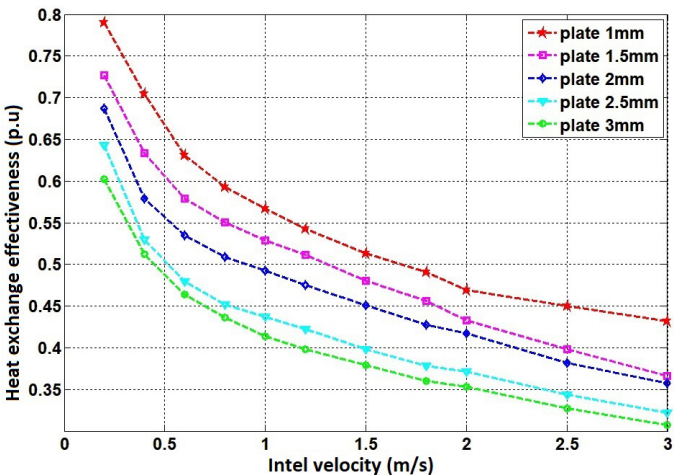


Fig. 9. Effect of the mass flow on heat exchange effectiveness for different perforated absorbers.

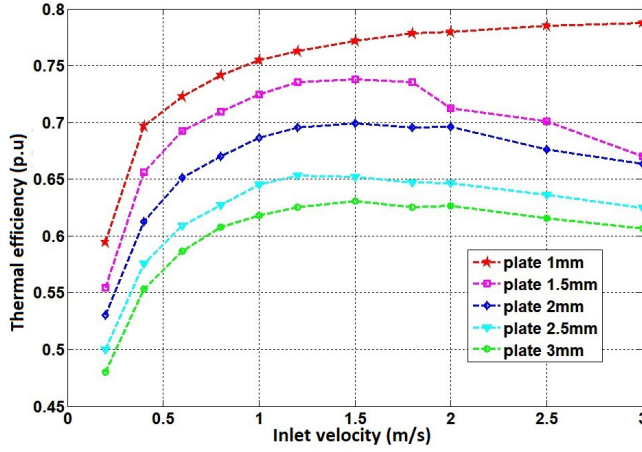


Fig. 10. Effect of the mass flow on thermal efficiency for different perforated absorbers.

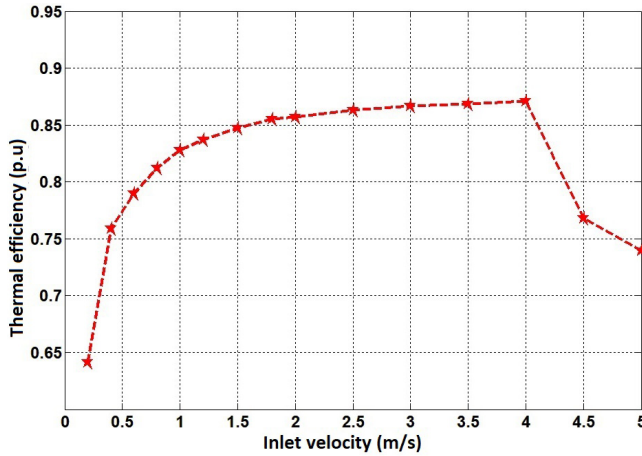


Fig. 11. Thermal efficiency for extended interval in velocity inlet for perforated plate 1.

#### 4. Conclusion

In this paper, the absorber plate porosity diameter influence on GTCs' effectiveness is analyzed and simulated where the spacing of holes is fixed while their diameter is varied. Moreover, to determine the solar collector optimal operation interval, the mass flow rate or velocity inlet has enough changed to achieve the maximum couples of mass flow rate and temperature difference. Simple and efficient basic assumptions were developed for that purpose. To give more accuracy to simulation, the radiation loss was handled and the whole simulation procedure was summarized by aided flowchart and carried out using Fluent CFD tool. The collector with the lowest

porosity showed an acceptable thermal efficiency of 76% for temperature difference greater than 10°C and air mass flow rate of 0.0588 kg s<sup>-1</sup>. Numerical results obtained are presented and analyzed; the dynamic and thermal behavior of the flow collector in a perforated absorber agrees with those of realistic phenomena and experimental results available in the literatures.

## References

1. C. Choudhury, P. M. Chauhan and H. P. Garg, *Renew. Energy* **6**, 739 (1995).
2. K. S. Ong, *Sol. Energy* **55**, 93 (1995).
3. A. A. Hegazy, *Energy Convers. Manage.* **41**, 401 (2000).
4. D. Njomo and M. Daguenet, *Heat Mass Transf.* **42**, 1065 (2006).
5. R. Tchinda, *Renew. Sustain. Energy Rev.* **13**, 1734 (2009).
6. L. Bojia, Y. Shijun, Y. Tianzhen, Z. Huan, L. Xianli and L. Chao, *Renew. Energy* **69**, 43 (2014).
7. M. F. El-Khawajah, F. Egeloglu and M. Ghazal, *Int. J. Green Energy* **12**, 108 (2015).
8. A. R. Abdulmunem, M. H. Jabal, P. M. Samin, H. A. Rahman and H. A. Hussien, *Int. J. Heat Technol.* **38**, 1180 (2019).
9. K. K. Blaise, K. E. P. Magloire and G. Prosper, *Math. Model. Eng. Probl.* **5**, 341 (2018).
10. N. Guendouz, N. Bibi-Triki, F. Didi and C. Zidani, *Arch. Thermodyn.* **39**, 141 (2018).
11. K. R. Prasad and M. K. Sahu, *Arch. Thermodyn.* **38**, 23 (2017).
12. F. Chabane, N. Moummia and S. Benramache, *J. Power Technol.* **93**, 52 (2013).
13. P. Zbysaw, *J. Power Technol.* **91**, 158 (2011).
14. C. F. Kutscher, *J. Heat Transf.* **116**, 391 (1994).
15. G. W. E. Van Decker, K. G. T. Hollands and A. P. Brunger, *Sol. Energy* **71**, 33 (2001).
16. B. A. Fleck, R. M. Meier and D. Matovic, *Sol. Energy* **73**, 209 (2002).
17. K. Gawlik, C. Christensen and C. Kutscher, *J. Sol. Energy Eng.* **27**, 153 (2005).
18. D. Eryener and H. Akhan, *Energy Procedia* **91**, 442 (2016).
19. H. Y. Chan, J. Zhu, M. H. Ruslan, S. Kamaruzzaman and S. Riffat, *Energy Procedia* **48**, 1345 (2014).
20. A. Shukla, D. N. Nkwetta, Y. J. Cho, V. Stevenson and P. H. Jones, *Renew. Sustain. Energy Rev.* **16**, 3975 (2012).
21. M. A. Leon and S. Kumar, *Sol. Energy* **81**, 62 (2007).
22. C. F. Kutscher, C. Christensen and G. M. Barker, *J. Sol. Energy Eng. Trans.* **115**, 182 (1993).
23. L. H. Gunnewiek, K. G. T. Hollands and E. Brundrett, *Sol. Energy* **72**, 317 (2002).
24. A. A. Pesaran and K. B. Wipke, *Sol. Energy* **52**, 419 (1994).
25. A. Cali, C. F. Kutscher, C. S. Dymond, R. Bfluger, J. Hollick, J. Kokko, D. McClenahan, Low cost, high performance solar air-heating systems using perforated absorbers IEA solar heating and cooling report No. SHC.T14. Air.I. Final report of task 14 air systems working group (1999).
26. A. Saxena, Varun and A. A. El-Sebaai, *Renew. Sustain. Energy Rev.* **43**, 863 (2015).
27. Z. Wandong, L. Bojia, Z. Huan, Y. Shijun, L. Ying and Y. Tianzhen, *Energy* **109**, 781 (2016).
28. D. Michalopoulos and G. Massouros, *Energy* **19**, 911 (1994).
29. N. M. Nahar and H. P. Garg, *Appl. Energy* **7**, 129 (1980).
30. A. Zomorodian and M. Barati, *J. Agric. Sci. Technol.* **12**, 569 (2010).
31. A. Zomorodian and M. Zamanian, *ISRN Renew. Energy* **2**, 1 (2012).
32. K. Maatouk and M. Shigenao, *Smart Grid Renew. Energy* **2**, 21 (2011).

33. W. P. Jones and B. E. Laun der, *Int. J. Heat Mass Transf.* **16**, 1119 (1981).
34. S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* (Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980).
35. J. P. Van Doormaal and G. D. Raithby, *Numer. Heat Transf.* **7**, 147 (1984).
36. T. T. Zhu, Y. H. Diao, Y. H. Zhao and Y. C. Deng, *Energy Convers. Manag.* **94**, 447 (2015).
37. H. Zhang, X. Ma, S. You, Y. Wang, X. Zheng, T. Ye and S. Wei, *Sol. Energy* **167**, 147 (2018).
38. A. Whillier, Solar energy collection and its utilization for house heating, Ph.D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, USA (1953).
39. H. C. Hottel and A. Whillier, *Trans. Conf. Use Sol. Energy* **2**, 74 (1955).
40. A. Whillier, *Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings* (ASHRAE, New York, 1977).