الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Mémoire

Présentée pour obtenir le diplôme de

Master

Spécialité : Énergétique

Filière : Génie mécanique

Étude numérique sur les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire plan

Présenté par :

BOUAZDIA Aya

Mémoire soutenue le 11/ 06 / 2025 devant le jury composé de

Président : Pr. BELAZIZIA Abdennacer	Pr
Encadreur : Dr. MEKAHLIA Alaeddine	MCB
Examinateur : Dr. AGGOUN Rabah	MCB

Année universitaire :2024/2025


بسم الله الرحمن الرحيم

RESUMER

ملخص

تهدف هذه الدراسة إلى تحسين كفاءة المجمعات الشمسية الحرارية في منطقة تبسة، الجزائر، من خلال تحديد زاوية الميل المثلى وسمك الفجوة الهوائية بين الممتص والزجاج في المجمع الشمسي المسطح، الذي يتم تمثيله بواسطة تجويف مائل. باستخدام برنامج **Meteonorm** لاستخراج البيانات المناخية وبرنامج **ANSYS Fluent** للمحاكاة الرقمية، أظهرت النتائج أن استخدام الزاوية المثلى الشهرية يحسن كفاءة المجمعات الشمسية من خلال تعظيم التقاط الإشعاع الشمسي. يكشف المقارنة بين الطرق المختلفة لتحديد زاوية الميل(L) ، L+15°، (L−15°أن الطرق L+15° و L−15° مناسبة لتطبيقات محددة L+15° :للتبريد و L−15°للتدفئة. بينما تعتبر الطريقة$\beta = L$ ، التي تُحافظ عليها بشكل ثابت طوال العام، الأكثر فاعلية للتطبيقات التي تعمل بشكل مستمر طوال السنة. ومع ذلك، من أجل تحسين الأداء، يُوصى باستخدام الزاوية الشهرية المثلى (β_{opt}) لضمان أقصى قدر من التقاط الإشعاع الشمسي. فيما يتعلق بسمك الفجوة الهوائية، تم اختيار قيمة 7 مم بسبب قربها من القيم الأكثر تكرارًا التي تم ملاحظتها عبر المواسم المختلفة، مما يجعلها مثالية للاستخدام طوال العام. يهدف هذا الاختيار إلى تقليل فقدان الحرارة وتحسين كفاءة المجمعات الشمسية مع مراعاة الخصائص المناخية الخاصة بالمنطقة.

Résumer

Cette étude vise à améliorer l'efficacité des capteurs solaires thermiques à Tébessa, en Algérie, en identifiant l'angle optimal d'inclinaison et l'épaisseur optimale de la lame d'air entre l'absorbeur et le vitrage d'un capteur solaire plan, qui est simulé par une cavité parallélépipédique inclinée. À l'aide des logiciels Meteonorm pour l'extraction des données climatiques et ANSYS Fluent pour la simulation numérique, les résultats montrent que l'utilisation de l'angle optimal mensuel améliore l'efficacité des capteurs en maximisant la captation du rayonnement solaire. Une comparaison entre les différentes méthodes pour déterminer l'angle d'inclinaison (L, L+15°, L−15°) révèle que les méthodes L+15° et L−15° sont adaptées à des applications spécifiques : L+15° pour le refroidissement et L−15° pour le chauffage. L'approche $\beta = L$, maintenue de façon constante sur une base annuelle, se révèle être la plus efficace pour les applications opérant de manière continue tout au long de l'année. Toutefois, afin d'optimiser les performances, il est préconisé d'employer l'angle mensuel optimal (β_{opt}) pour assurer une capture maximale de l'irradiance solaire. En ce qui concerne l'épaisseur de la lame d'air, la valeur de 7 mm a été sélectionnée en raison de sa proximité avec les mesures les plus fréquentes observées pour les différentes saisons, ce qui la rend idéale pour une utilisation tout au long de l'année. Ce choix vise à réduire les pertes de chaleur et à améliorer l'efficacité des capteurs solaires en tenant compte des caractéristiques climatiques spécifiques de la région.

REMERCIEMENT

Je commence par remercier Dieu Tout-Puissant pour m'avoir donné la santé, la force, la patience et le courage tout au long de mes études.

Je remercie sincèrement Dr. MEKAHLIA Alaeddine, mon encadrant, pour ses conseils, sa disponibilité et son aide précieuse pendant la réalisation de ce mémoire.

Un grand merci à tous les enseignants et au personnel du département de Génie Mécanique pour leur soutien et leurs efforts tout au long de ma formation.

Je remercie aussi mes amis et collègues pour leur aide, leurs encouragements et les bons moments partagés.

Enfin, je tiens à remercier ma famille, surtout mes parents, pour leur amour, leur patience et leur soutien constant. Sans eux, rien n'aurait été possible.

DEDICACE

Je dédie ce mémoire à toutes les personnes qui ont compté pour moi tout au long de ce parcours.

À mes parents, pour leur amour, leur soutien inconditionnel et leur patience infinie. Vous êtes ma fierté et ma plus grande source de motivation.

À ma sœur Amel, merci pour ton soutien, ton amour et ta présence constante. Tu n'es pas seulement ma sœur, tu es aussi ma précieuse amie. Je te souhaite tout le bonheur du monde, à la hauteur de la belle personne que tu es.

À mon frère Mohamed Amine, pour sa présence rassurante et ses encouragements discrets mais précieux.

À mon encadreur, Dr. MEKAHLIA Alaeddine, pour sa confiance, ses conseils avisés, sa disponibilité et son accompagnement tout au long de ce travail.

À ma copine Aïcha, amie d'enfance, sœur de cœur et complice de toujours. Merci pour ta fidélité, ton écoute et ton soutien, dans les bons comme dans les moments difficiles.

À ma copine Yasmine, pour ta bienveillance, ta joie de vivre et ta présence lumineuse.

À mes collègues Roumaïssa, Amira et Hajer, avec qui j'ai partagé des efforts, des rires et de précieux souvenirs.

Et enfin, à tous mes enseignants, pour leur savoir, leur accompagnement et leur dévouement.

Merci à vous tous. Ce mémoire vous est dédié avec tout mon cœur.

SOMMAIRE

TABLE DES MATIERES

RESUMER I

ملخص I

Résumer ..... **II**

REMERCIEMENT III

DEDICACE IV

SOMMAIRE VI

LISTE DES FIGURES X

LISTE DES TABLEAUX XII

NOMENCLATURE XIII

INTRODUCTION GENERALE ..... - 1 -

I. CHAPITRE I 2

I.1 Introduction **3**

I.2 Les énergies renouvelables **3**

I.2.1 Définition 3

I.3 L'énergie solaire **4**

I.4 Le soleil **4**

I.5 La structure du soleil **5**

I.5.1 L'intérieur (noyau) 5

I.5.2 La photosphère 5
I.5.3 Chromosphère 5
I.5.4 La couronne 6

I.6 Le gisement solaire 6
I.6.1 Mouvement de la terre 6
I.6.2 Position du soleil par rapport à la terre 7
I.6.3 Repérage d'un site à la surface de la terre (coordonnées géographiques) [6] 7
I.6.4 La trajectoire apparente du soleil [6] 8
I.6.5 Angle d'incidence i 10
I.6.6 Le temps 10
I.6.7 Le temps universel (TU) 11
I.6.8 Le temps solaire moyen (TSM) 11
I.6.9 Le temps solaire vrai (TSV) 11

I.7 Conclusion 12

II. CHAPITRE II 13

II.1 Introduction 14

II.2 Principe fondamentale d'un capteur solaire 14
II.2.1 Capteurs solaire thermiques 14
II.2.2 Classification des capteurs thermiques 15
II.2.3 Les capteurs solaires plans 15
II.2.4 Différents éléments d'un capteur solaire plan 16
II.2.5 Les capteurs à tubes sous vide 18
II.2.6 Les capteurs à concentration 19

II.3 Nombre adimensionnelle 20
II.3.1 Nombre de Nusselt 20
II.3.2 Nombre de Prandtl 21
II.3.3 Nombre de Rayleigh 21
II.3.4 Nombre de Reynolds 21

II.4 Transfert de chaleur par convection dans les cavités rectangulaire 22
II.4.1 Cavités horizontales 24
II.4.2 Cavités verticales 25
II.4.3 Cavité inclinée 26

II.5 Etude bibliographique 27

II.6 Conclusion 30

III. CHAPITRE III 31

III.1 Introduction 32

III.2 Bilan thermique d'un capteur solaire 32

III.2.1 Rayonnement reçu par le capteur solaire :[17] 32

III.2.2 Energie utile 34

III.2.3 Expression du coefficient global de pertes 38

III.3 Conclusion 44

IV. CHAPITRE IV 45

Introduction 46

IV.1 Cas d'étude 46

IV.2 Désignation des données climatiques 47

IV.3 Angle d'inclinaison 48

IV.3.1 Comparaison de l'angle optimale mensuel avec d'autres approches 49

IV.4 Détermination de l'épaisseur optimale de la lame d'air 50

IV.4.1 CFD 51

IV.4.2 Equations gouvernantes : 54

IV.4.3 Modèle mathématique 56

IV.4.4 Différentes propriétés géométriques et physiques du capteur 59

IV.4.5 Configuration étudier 60

IV.4.6 Simulation numérique 62

IV.4.7 Indépendance de maillage 62

IV.4.8 Validation 63

IV.4.9 Effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement thermique 64

IV.4.10 Epaisseur optimale pour la région de Tébessa 67

IV.5 Conclusion 69

V. CONCLUSION GENERALE 70

VI. REFERENCES 71

LISTE DES FIGURES

I-1 :SOLEIL 5
I-2 :STRUCTURE DU SOLEIL 6
I-3 :MOUVEMENT DE LA TERRE AUTOUR DU SOLEIL 7
I-4 :COORDONNEES TERRESTRES 8
I-5 :COORDONNEES SOLAIRES SELON LE REPERE HORIZONTAL 10
II-1 :CAPTEUR SOLAIRE PLAN 15
II-2 :COMPOSANTS D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN 16
II-3 :CAPTEUR SOLAIRE THERMIQUE A TUBE SOUS VIDE 19
II-4 :TYPE DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION (A) FORCE, (B) NATURELLE 22
II-5 :CONFIGURATION D'UNE CAVITE RECTANGULAIRE AVEC LES DIMENSIONS ET LEUR CONDITION AUX LIMITES 23
II-6 :SCHEMA ILLUSTRATIF DU MECANISME DE LA CONVECTION NATURELLE DANS LES CAVITES CHAUFFEES HORIZONTALEMENT 24
II-7 :ILLUSTRATION SCHEMATIQUE DES ROULEAUX DE CONVECTION (ROULEAUX DE RAYLEIGH BENARD) LORSQUE $\boldsymbol{Ra > Rac}$ 25
II-8 :SCHEMA ILLUSTRATIF DU MECANISME DE LA CONVECTION NATURELLE DANS LES CAVITES CHAUFFEES VERTICALE 25
III-1 :REFRACTION ET REFLEXION D'UN RAYON SOLAIRE DANS UN VITRAGE 35
III-2 :ANGLE D'INCIDENCE MOYEN MENSUEL DU FAISCEAU POUR DIVERS EMPLACEMENTS ET ORIENTATIONS DE SURFACE 36
III-3 :TRANSFERT DE RAYONNEMENT SOLAIRE ENTRE LE VITRAGE ET L'ABSORBEUR D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN 38
III-4 :DIFFERENTS TYPES DE PERTES THERMIQUES DANS UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN 39
III-5 :RESEAU THERMIQUE D'UN CAPTEUR A SIMPLE VITRAGE EN TERMES DE (A) CONDUCTION, CONVECTION ET RAYONNEMENT ; (B) RESISTANCE ENTRE LA PLAQUE ET L'ENVIRONNEMENT ; ET (C) LE RESEAU D'UN CAPTEUR A SIMPLE VITRAGE 40
FIGURE IV-1 : CARTE DU DECOUPAGE ADMINISTRATIF DE LA WILAYA DE TEBESSA. 46
FIGURE IV-2 : EVOLUTION DU RAYONNEMENT INCIDENT SUR UN PLAN INCLINER EN FONCTION DU MOIS POUR DIFFERENTE ANGLE D'INCLINAISON 49
FIGURE IV-3 : PROCESSUS DE LA CFD 52
FIGURE IV-4 : FONCTIONNEMENT DE METHODE VOLUME FINI. 54
FIGURE IV-5 : DEVELOPPEMENT DE LA COUCHE LIMITE DYNAMIQUE SUR UNE PLAQUE VERTICALE CHAUFFEE. 57
FIGURE IV-6 : ILLUSTRATION DES DIFFERENTES CONDITIONS AUX LIMITES ET DES DIMENSIONS DE LA GEOMETRIE ETUDIEE. 61
FIGURE IV-7 : EVOLUTIONS DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR EN FONCTION DU NOMBRE DE CELLULES POUR UNE EPAISSEUR DE 15 MM. 63
FIGURE IV-8 : EVALUATION DE COEFFICIENT DES PERTES THERMIQUES GLOBALES EN FONCTION DE L'EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR. 64
FIGURE IV-9 : LIGNES DE COURANT DANS DES SECTIONS LONGITUDINALES A MI-Z ET POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR. 65
FIGURE IV-10 : LIGNES DE COURANT DANS DES SECTIONS TRANSVERSALES A MI- X ET POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR. 65
FIGURE IV-11 : VITESSE-Z LOCALE DANS DES SECTIONS LONGITUDINALES A MI-X POUR DIFFERENTES EPAISSEURS DE LA LAME D'AIR.. 66

FIGURE IV-12 : TEMPERATURE MOYENNE DE L'ABSORBEUR (A) ET LE NOMBRE DE NUSSELT MOYEN (B) EN FONCTION DE L'EPAISSEUR DE LA LAME D'AIR. 67
FIGURE IV-13 : EVOLUTION DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF EN FONCTION DE L'EPAISEUR DE LA LAME D'AIR POUR DIFFERENT MOIS DU L'ANNEE 68

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU II-1 : ANGLE CRITIQUE POUR LES CAVITES RECTANGULAIRES INCLINEES 27
TABLEAU IV-1 : DONNEES METROLOGIQUES OBTENUE PAR LE LOGICIEL METEONORM. 48
TABLEAU IV-2 : ANGLE OPTIMAL POUR CHAQUE MOIS. 48
TABLEAU IV-3 : DONNEES GEOMETRIQUES ASSOCIEES AU CAPTEUR. 59
TABLEAU IV-4 : PROPRIETES PHYSIQUES DE DIFFERENTES COMPOSANT DU CAPTEUR. 59
TABLEAU IV-5 : PROPRIETES OPTIQUE. 60
TABLEAU IV-6 : RAYONNEMENT ABSORBER PAR L'ABSORBEUR ET L'ANGLE D'INCLINAISON POUR LES DIFFERENTS MOIS SELECTIONNE. 60
TABLEAU IV-7 : LE NOMBRE DE RALEIGH CRITIQUE ET L'EPAISSEUR CRITIQUE 62

NOMENCLATURE

LETTRES LATINES

A_c	Section du capteur
Bh	Respectivement l'irradiation directe sur le plan horizontal
C_P	Capacité calorifique spécifique à pression constante $(J/kg.K)$
e_a	Epaisseur de la lame d'air du capteur (m)
Gh	L'irradiation globale sur le plan horizontal
g	Accélération de la pesanteur $(m/s\ 2)$
h	Coefficient d'échange thermique $(W/m^2.K)$, Enthalpie (J/kg)
h_V	Coefficient de la convection du vent $(W/m^2.K)$
I	Rayonnement solaire incident (W/m^2)
i	Angle d'incidence du rayonnement (°)
L	Longueur caractéristique (m), Longueur de la cavité (m)
n	Nombre de jours (-), Indice de réfraction
Pc	Périmètre du capteur
Q	Puissance thermique (W)
q	Densité du flux (W/m^2)
R	Résistance thermique (K/W)
T	Température (K)
TL	Temps légal (h)
TSL	Temps solaire local (h)
TSV	Temps solaire vrais (h)
TU	Temps universel (h)
U	Coefficient global des pertes thermiques à l'avant du capteur $(W/m^2.K)$
V	Vitesse du vent (m/s)

LETTRES GRECQUES

α	Diffusivité thermique (m^2/s), Coefficient d'absorption (-)
β	Coefficient de dilatation thermique a pression constante $(1/K)$,Angle d'inclinaison(°)
β	Angle optimal (°)
γ	Hauteur angulaire du soleil (°)

ε Émissivité (-)

δ Déclinaison du soleil (°)

η Amplitude de l'absorbeur ondulé (m)

λ Conductivité thermique $(W/m.K)$

μ Viscosité dynamique $(Pa.s)$

ν Viscosité cinématique (m^2/s)

ρ Masse volumique (kg/m^3) , l'albédo du sol du site considéré

σ Coefficient de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5{,}67\times10^{-8}$ W/m²K⁴)

τ Coefficient de transmission (-)

β La latitude (°)

φ Longitude (°)

ψ Azimut(°)

ω Angle horaire (°)

z La distance zénithale

NOMBRES ADIMENSIONNELS

Gr Nombre de Grashof$(g\beta L^3\Delta T/\nu^2)$

N_u Nombre de Nusselt$(h.L/\lambda)$

Pr Nombre de Prandtl $(\mu.C_P/\lambda)$

Ra Nombre de Rayleigh $(Gr.Pr)$

Re Nombre de Reynolds $(\rho\ v\ L\ /\ \mu)$

INDICES

abs Absorbeur

amb Ambiante

ar Arrière

av Avant

c Ciel

ca Capteur

$conv$ Convectif

lat Latéral

opt Optimal

rad Radiatif

so Sortie

t Total

u	Utile
vit	Vitre

Acronymes

3D	Tridimensionnel
CFD	Computationnel Fluide Dynamics
ET	Equation du temps
TU	Temps universel
TL	Temps légal
TSL	Temps solaire local
TSV	Temps solaire vrais

INTRODUCTION GENERALE

Dans le contexte actuel de la transition énergétique mondiale, l'optimisation des systèmes de production d'énergie renouvelable est devenue un enjeu stratégique. L'énergie solaire, en particulier, représente une solution prometteuse pour répondre aux besoins croissants en énergie tout en réduisant l'empreinte carbone. Parmi les technologies utilisées pour exploiter cette ressource, les capteurs solaires thermiques jouent un rôle central dans la conversion du rayonnement solaire en chaleur. Ce mémoire se concentre sur l'analyse approfondie des capteurs solaires thermiques, en particulier des capteurs solaires plans, en mettant l'accent sur la maximisation de leur rendement à travers des études détaillées sur le rayonnement solaire, l'angle d'inclinaison optimal et l'épaisseur de la lame d'air.

Le premier chapitre de ce mémoire introduit les énergies renouvelables et l'énergie solaire, soulignant leur importance et les défis associés à leur intégration dans les systèmes énergétiques modernes. Le deuxième chapitre explore les principes fondamentaux des capteurs solaires thermiques, détaillant leur fonctionnement, leurs composants, et les mécanismes de transfert de chaleur. Le troisième chapitre s'intéresse au bilan thermique des capteurs solaires, en abordant les modèles utilisés pour estimer le rayonnement reçu et les pertes thermiques influençant leur performance.

Le quatrième chapitre présente les résultats de l'étude, divisés en trois parties essentielles : la présentation du cas d'étude dans la région de Tébessa, la détermination de l'angle optimal d'inclinaison pour le capteur solaire, et l'étude de l'épaisseur optimale de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre. En utilisant des outils logiciels avancés tels que Meteonorm pour les données climatiques et Ansys Fluent pour la simulation numérique, cette étude permet de déterminer les meilleures configurations pour maximiser le rendement des capteurs solaires en fonction des spécificités de la région étudiée.

Ce mémoire met en lumière les défis techniques liés à l'optimisation des capteurs solaires thermiques et présente des solutions pratiques pour améliorer leur efficacité, contribuant ainsi à une utilisation plus performante de l'énergie solaire.

I. CHAPITRE I



I.1 Introduction

Ce chapitre traite des énergies renouvelables (EnR), qui constituent une alternative durable et indispensable aux énergies fossiles, limitées et non renouvelables. Nous débuterons par une définition des énergies renouvelables et des principales formes qui les composent, notamment l'énergie solaire, éolienne, hydraulique, géothermique et la biomasse. Nous nous focaliserons ensuite sur l'énergie solaire, en examinant son origine, ses diverses manifestations et les spécificités techniques des systèmes solaires. Ce chapitre souligne l'importance accrue des énergies renouvelables dans la transition énergétique mondiale, malgré divers défis et conséquences environnementaux.

I.2 Les énergies renouvelables

I.2.1 Définition

Les énergies renouvelables (EnR) désignent un ensemble de moyens de produire de l'énergie à partir de sources ou de ressources théoriquement illimitées, disponibles sans limite de temps ou reconstituables plus rapidement qu'elles ne sont consommées.

On parle généralement des énergies renouvelables par opposition aux énergies fossiles dont les stocks sont limités et non renouvelables à l'échelle du temps humain : charbon, pétrole, gaz naturel… Au contraire, les énergies renouvelables sont produites à partir de sources comme les rayons du soleil, ou le vent, qui sont théoriquement illimitées à l'échelle humaine.

Il existe plusieurs types d'énergies renouvelables, produites à partir de sources différentes : Énergie solaire, Énergie éolienne, Énergie hydraulique, Biomasse, Géothermie [1]

Bien que les énergies renouvelables sont une alternative durable aux combustibles fossiles, elles ne sont pas totalement exemptes d'impacts environnementaux. Par exemple :

- Énergie éolienne : Impact sur la faune (collision des oiseaux et chauves-souris avec les pales), pollution visuelle et sonore, occupation des terres.
- Énergie solaire : Déforestation pour l'installation de parcs solaires, forte consommation de ressources pour la fabrication des panneaux (silicium, métaux rares), difficulté de recyclage.

- Énergie hydroélectrique : Modification des écosystèmes aquatiques, déplacement des populations locales, altération du débit des rivières et réduction de la biodiversité.

- Biocarburants : Déforestation pour les cultures énergétiques, concurrence avec l'agriculture alimentaire, forte consommation d'eau et utilisation de pesticides.

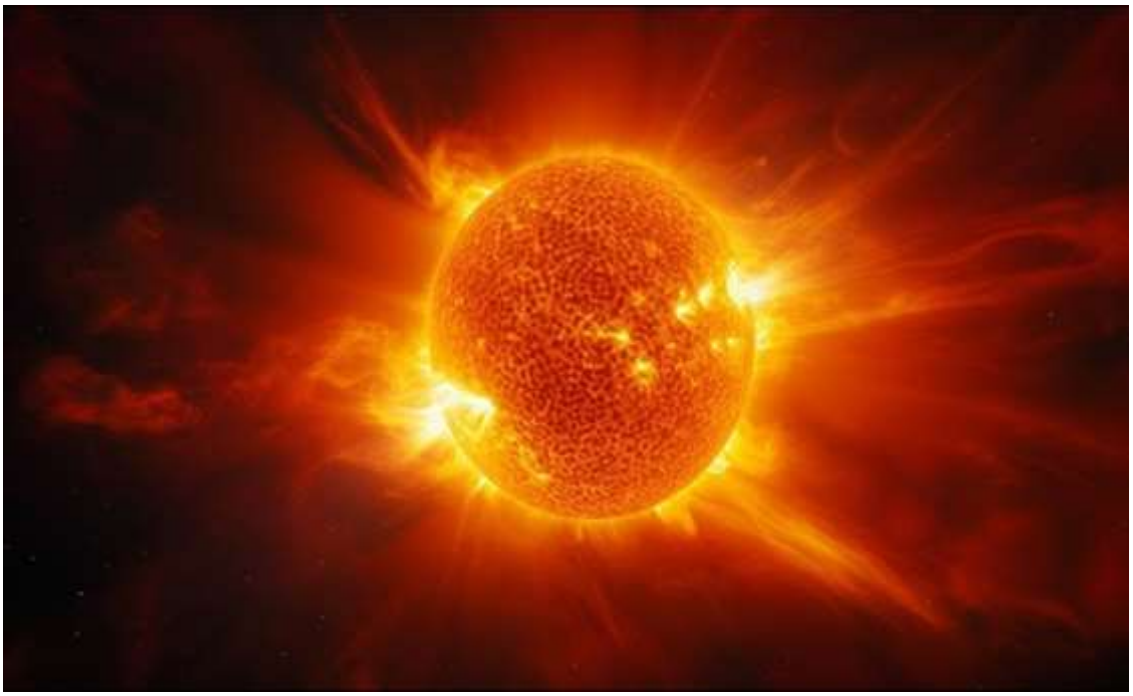
- Géothermie : Risques de sismicité induite, pollution des eaux souterraines par les rejets minéraux, impact paysager des infrastructures.

I.3 L'énergie solaire

L'énergie solaire correspond à l'énergie émise par le soleil sous forme de rayonnement, qu'il soit direct ou diffus. Sur terre, l'énergie solaire joue un rôle fondamental dans le cycle de l'eau et dans la formation des vents. Elle est également essentielle pour le règne végétal, qui, grâce à la photosynthèse, la transforme en énergie chimique. De plus, grâce à différentes technologies, cette énergie peut être convertie en d'autres formes utiles pour les activités humaines, telles que la chaleur, l'électricité ou la biomasse. Par conséquent, l'expression "énergie solaire" est souvent utilisée pour faire référence à l'électricité ou à l'énergie thermique obtenue à partir du rayonnement solaire. [2]

I.4 Le soleil

Le soleil est un énorme réacteur thermonucléaire, où l'hydrogène fusionne en hélium. L'énergie qu'il envoie dans toutes les directions est à la fois énorme (environ 10000 fois les besoins terrestres), mais assez diluée, puissance maximale reçue à l'extérieur de l'atmosphère sur une surface d'un mètre carré perpendiculaire à la direction du rayonnement est au maximum d'environ 1350W (cette valeur est légèrement supérieure en hiver car la distance Terre-Soleil est minimale à ce moment-là). Pour récupérer une quantité d'énergie importante, il est donc nécessaire d'avoir une surface qui intercepte le flux solaire [3]



I-1 :soleil

I.5 La structure du soleil

C'est une sphère non homogène dans laquelle on peut distinguer quatre zones principales : l'intérieur, la photosphère, la chromosphère et couronne solaire. [3]

I.5.1 L'intérieur (noyau)

C'est la source d'énergie du soleil, il est composé de 2/3 d'hydrogène et 1/3 d'hélium. La température atteint de noyau 15x106 K.

I.5.2 La photosphère

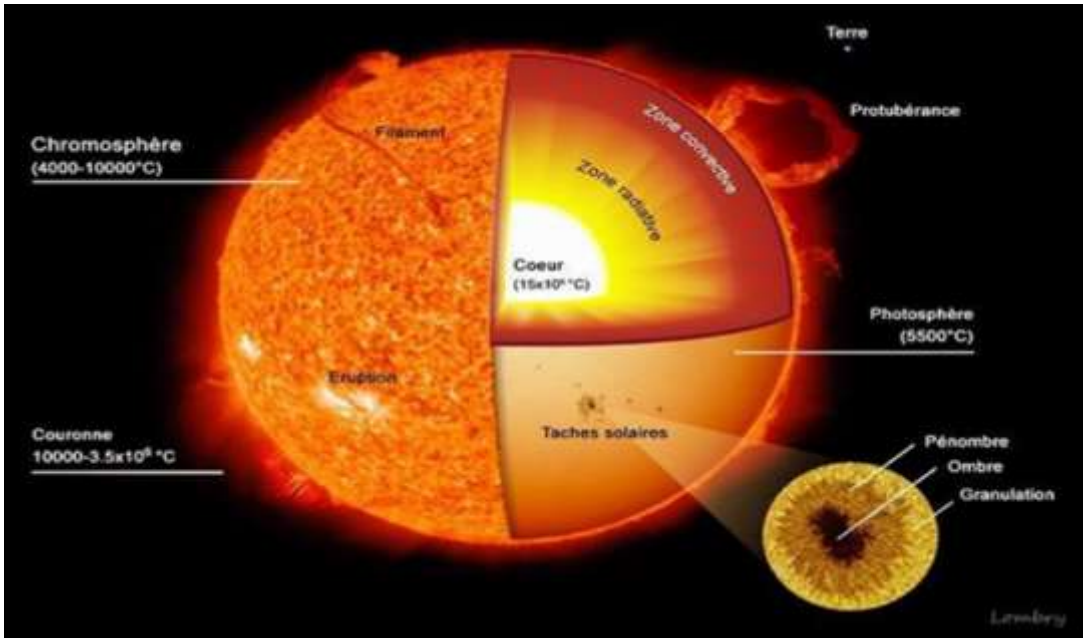
C'est la couche gazeuse qui enveloppe le soleil. Elle est responsable de presque la totalité du rayonnement que la terre reçoit. Elle est mince d'environ 300 km, et de pression de 10-2 atmosphère et une densité de 10-8 g/cm3.

I.5.3 Chromosphère

Elle surmonte la photosphère. C'est une couche gazeuse qu'on assimile à l'atmosphère solaire sont épaisseur ne dépasse pas 800 km et sa température est de 106 k.

I.5.4 La couronne

C’est une auréole blanche irrégulière sans limite définies, son épaisseur est de l’ordre de 3x106 km.



I-2 :structure du soleil

I.6 Le gisement solaire

Le gisement solaire regroupe l’ensemble des paramètres liés au rayonnement solaire disponibles en un lieu précis, tels que son intensité, la durée d’ensoleillement, l’angle d’incidence et la répartition spectrale. Ces facteurs jouent un rôle déterminant dans la performance des systèmes solaires et sont indispensables pour l’analyse, La modélisation et l'optimisation des installations solaires, qu'elles soient indépendantes ou connectées au réseau électrique.[4]

I.6.1 Mouvement de la terre

- **La rotation de la Terre autour d'elle-même**

  La Terre tourne autour d'elle-même, d'ouest en est sur une période de 24 heures. La vitesse de rotation de la terre dans la région équatoriale est de 1670 kilomètres par heure, soit environ 465 mètres par seconde, puis ralentit avec des latitudes élevées,

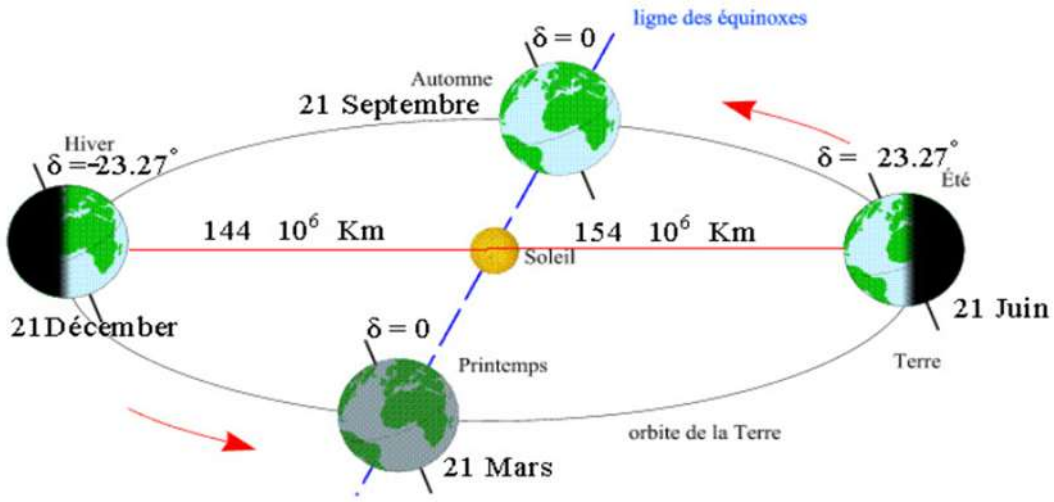
atteignant 312 mètres par seconde à 50 degrés de latitude, et la vitesse est complètement absente aux poteaux.

- **La rotation de la Terre autour du soleil**

Alors que la terre tourne autour d'elle-même devant le soleil d'ouest en est une fois toutes les 24 heures, elle continue de tourner autour du soleil également d'ouest en est sur une orbite elliptique d'une longueur de 965.604 millions de km, qui maintient l'inclinaison de son axe de 23,4388° et la stabilité de cette inclinaison dans un sens unique. Le plan de cette elliptique est appelé l'écliptique.

La Terre termine son orbite autour du soleil en une période de 365 jours, 5 heures, 48 minutes et 51 secondes, soit environ 365 jours et quart. Et c'est ce qu'on a appelé année.

En raison de l'inclinaison de l'axe de la terre lors de sa rotation autour du soleil, l'angle d'incidence des rayons du soleil varie d'un endroit à l'autre de la terre d'un mois à l'autre, suivi de la différence de température et des conditions climatiques.



I-3 :Mouvement de la terre autour du soleil

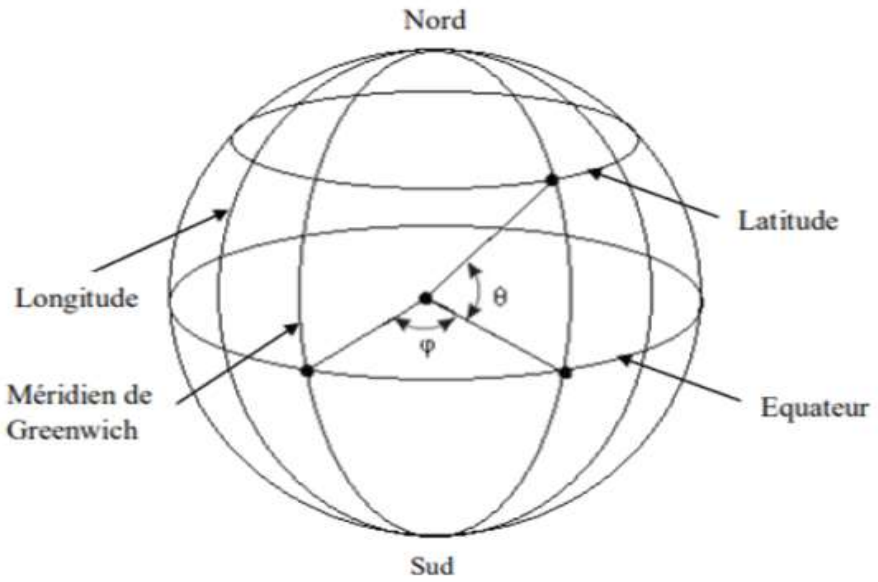
I.6.2 Position du soleil par rapport à la terre

Il est possible de déterminer la position du soleil dans la voûte céleste en fonction du temps et de la position de l'observateur sur la terre. [6]

I.6.3 Repérage d'un site à la surface de la terre (coordonnées géographiques) [6]

Pour repérer un site donné à la surface terrestre, on définit les grandeurs suivantes :

- **La latitude β :** C'est l'angle β que fait la verticale du lieu avec le plan équatorial. Si $\theta > 0$, le site se trouve dans l'hémisphère nord, sinon le site est dans l'hémisphère sud.
- **La longitude φ :** C'est l'angle φ formé par le méridien de Greenwich et le méridien du lieu considéré. La longitude est comprise entre -180 (vers l'ouest) et +180 (vers l'est). Comme la terre met 24 heures pour faire un tour sur elle-même (360°), chaque heure représente 15° d'écart de longitude et donc, chaque degré de longitude représente 4 minutes.
- **L'altitude h :** C'est la distance verticale exprimé en mètres, séparant le point considéré du relief terrestre du niveau de la mer, pris comme surface de référence.



I-4 :Coordonnées terrestres

I.6.4 La trajectoire apparente du soleil [6]

La position du soleil dans la voûte céleste est repérée à tout instant de la journée par deux systèmes de coordonnées :

a) Les coordonnées équatoriales

Les coordonnées équatoriales sont indépendantes de la position de l'observateur sur la terre, mais elles sont liées à l'heure de l'observation. La position du soleil est exprimée par deux angles qui sont.

- **La déclinaison (δ)**

C'est l'angle que forme la direction du soleil et le plan équatorial. La déclinaison varie de façon sinusoïdale au cours de l'année : elle vaut 0 aux équinoxes et atteint ses deux valeurs extrêmes au solstice d'hiver (-23°,27') et au solstice d'été (+23°,27'). Plusieurs expressions ont été développées pour évaluer la déclinaison, la plus simple est celle utilisée par Cooper.

$$\delta = 23.45\ sin[\frac{360}{365}(284 + N) \qquad (I.1)$$

- **L'angle horaire ω (ah)**

L'angle horaire mesure le mouvement du soleil par rapport à midi qui est l'instant où le soleil passe au plan méridien du lieu zénith. Cet angle est formé entre la projection du soleil sur le plan équatorial à un moment donné et la projection du Soleil sur ce même plan au midi vrai. L'angle horaire est donné par la relation suivante :

$$\omega s = \cos{-1}[-\tan(\varphi - \beta)\tan(\delta)] \qquad (I.2)$$

b) Les coordonnées horizontales [7]

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et le repère vertical du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont la hauteur γ et l'azimut ψ :

- **La hauteur du soleil (γ)**

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan horizontal. La hauteur du soleil varie à chaque instant de la journée et de l'année selon la relation suivante :

$$\text{Sin}(\gamma)=\cos(\delta).\ \text{Cos}(\varphi).\ \text{Cos}(w)+\sin(\varphi).\ \text{Sin}(\delta) \qquad (I.3)$$

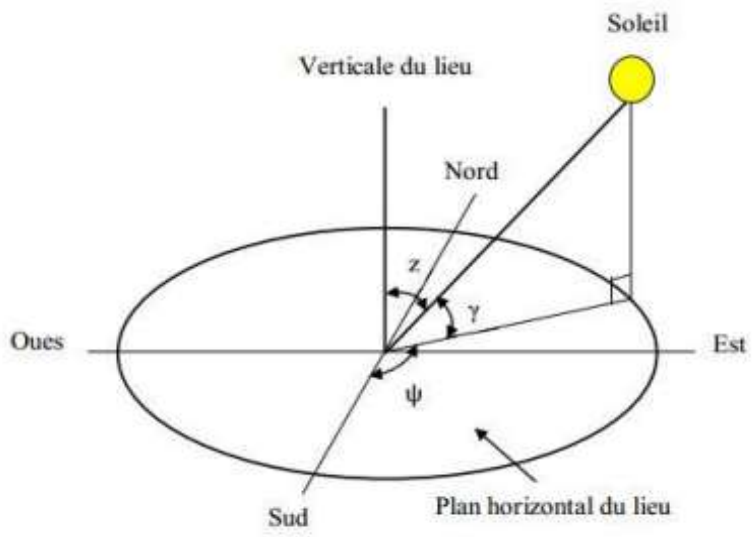
- **Azimut du soleil (ψ)**

C'est l'angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du Sud. L'azimut du soleil varie à chaque instant de la journée selon la relation suivante.

$$\text{Sin}(\psi)= \frac{\cos(\delta).\sin(w)}{\cos(\gamma)} \qquad (I.4)$$

- **La distance zénithale z**

C'est l'angle entre la direction du soleil et la verticale du lieu (zénith). L'angle z est complémentaire de γ. [6]



I-5 :Coordonnées solaires selon le repère horizontal

I.6.5 Angle d'incidence i

L'angle d'incidence *i* est l'angle formé par le vecteur directionnel du faisceau solaire et la normale sortante au plan. Pour une surface d'orientation quelconque par rapport au méridien local, la relation trigonométrique pour l'angle d'incidence a été donnée en détail par (Coffari, 1977). Cette relation peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\cos i = \cos(\delta)\sin(\omega)\cos(\gamma)\sin(\alpha) + (\cos(\delta)\cos(\omega)\sin(\varphi) + \sin(\delta)\cos(\alpha))\cos(\gamma)\cos(\alpha) + (\cos(\delta)\cos(\varphi)\cos(\omega) + \sin(\delta)\sin(\varphi))\sin(\gamma) \qquad (I.6)$$

I.6.6 Le temps

La terre subit deux types de déplacement : la rotation de la terre autour de l'axe des pôles et sa révolution autour du soleil. Le mouvement de la terre sur elle-même définit la notion de journée solaire. Une rotation complète s'effectue en 24 heures. Elle amène ainsi la définition du temps, puisque chaque heure correspond à un écart angulaire de 15°. La rotation de la terre autour du soleil définit les saisons et amène à distinguer le temps solaire vrai. [6]

I.6.7 Le temps universel (TU)

C'est le temps solaire moyen du méridien de Greenwich GMT (Greenwich Mean Time) qui est le méridien central du fuseau horaire. Pour en déduire le temps légal ou local (TL), il convient d'ajouter au temps universel le décalage du fuseau horaire. [8]

$$TL=TU+\Delta H \qquad (I.7)$$

Où, ΔH est le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré ΔH=1 heure pour l'Algérie.

I.6.8 Le temps solaire moyen (TSM)

La différence entre temps solaire local et temps universel est appelée correction de longitude et elle est définie comme suit :

$$TSM=TU+\varphi/15 \qquad (I.8)$$

Avec TSM en heure.

I.6.9 Le temps solaire vrai (TSV)

C'est le temps défini par les coordonnées angulaires vraies du soleil.

$$TSV=TSM+ET \qquad (I.9)$$

Où, ET est l'équation du temps

$$ET = (0{,}000075 + 0{,}001868\cos B - 0{,}032077\sin B - 0{,}014615\cos 2B - 0{,}04089\sin 2B)(229{,}18) \qquad (I.10)$$

Où

$$B=(n-1)360/365$$

I.7 Conclusion

En conclusion, ce chapitre a permis d'examiner les différentes sources d'énergies renouvelables, avec une attention particulière portée à l'énergie solaire, dont le potentiel est considérable. Bien que ces énergies présentent des avantages environnementaux indéniables par rapport aux énergies fossiles, elles ne sont pas exemptes d'impacts, qu'ils soient écologiques ou sociaux. Néanmoins, la recherche et les innovations technologiques dans ce domaine continuent de contribuer à rendre ces énergies plus efficaces, accessibles et respectueuses de l'environnement. La transition vers des systèmes énergétiques durables est non seulement un impératif environnemental, mais aussi une nécessité économique pour répondre aux besoins croissants en énergie dans un monde en constante évolution.

II. CHAPITRE II

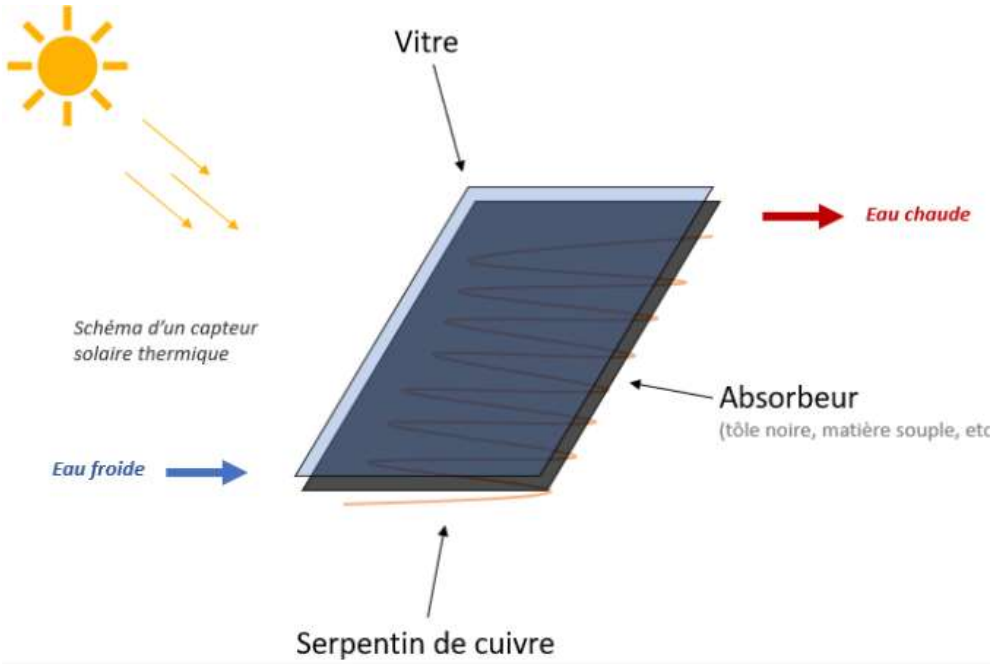


Schéma d'un capteur solaire thermique

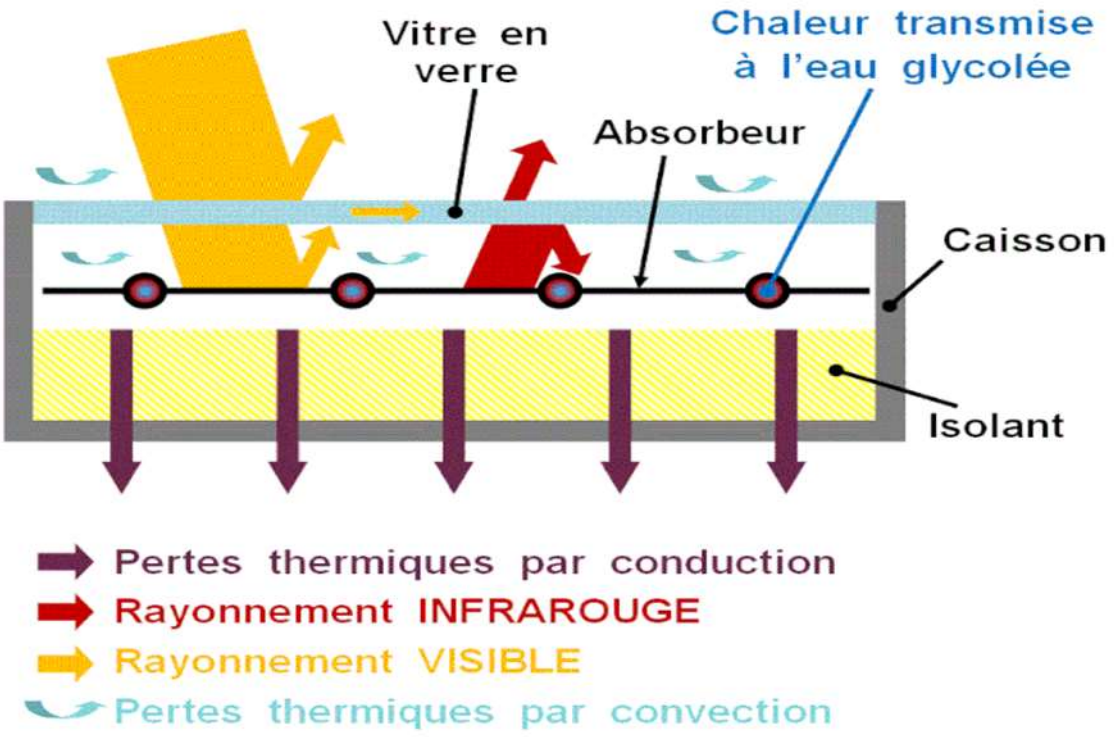
II.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à l'étude des principes fondamentaux des capteurs solaires thermiques, qui jouent un rôle crucial dans la conversion de l'énergie solaire en chaleur. Nous abordons d'abord les différents types de capteurs solaires thermiques, notamment les capteurs plans, à tubes sous vide et à concentration. Une attention particulière est portée sur le fonctionnement des capteurs solaires plans, qui transforment le rayonnement solaire en énergie thermique via un fluide caloporteur. Nous détaillons également les composants clés de ces capteurs, tels que l'absorbeur, le vitrage, et l'isolant, ainsi que les principes du transfert de chaleur par convection dans des cavités rectangulaires inclinées, en lien avec l'optimisation des performances des capteurs solaires. Ce chapitre vise à fournir une compréhension approfondie des mécanismes qui régissent l'efficacité des capteurs solaires thermiques.

II.2 Principe fondamentale d'un capteur solaire

II.2.1 Capteurs solaire thermiques

Un collecteur solaire ou capteur solaire est utilisée pour extraire la chaleur du rayonnement du soleil. Ainsi, un capteur fait toujours quelque chose de chaud. Au cœur d'un capteur solaire est un absorbeur solaire. Les capteurs solaires sont utilisés pour chauffer l'eau domestique, chauffage domestique, et produire de la chaleur à haute température. Les centrales thermiques peuvent même produire de l'électricité à partir de la chaleur à haute température.[9]



II-1 :Capteur solaire plan

II.2.2 Classification des capteurs thermiques

On peut classer le capteur solaire thermique selon la température ; les capteurs à faible température, moyen température, haut température. [9]

Suivant ce classement il existe essentiellement trois types des capteurs solaires thermiques :

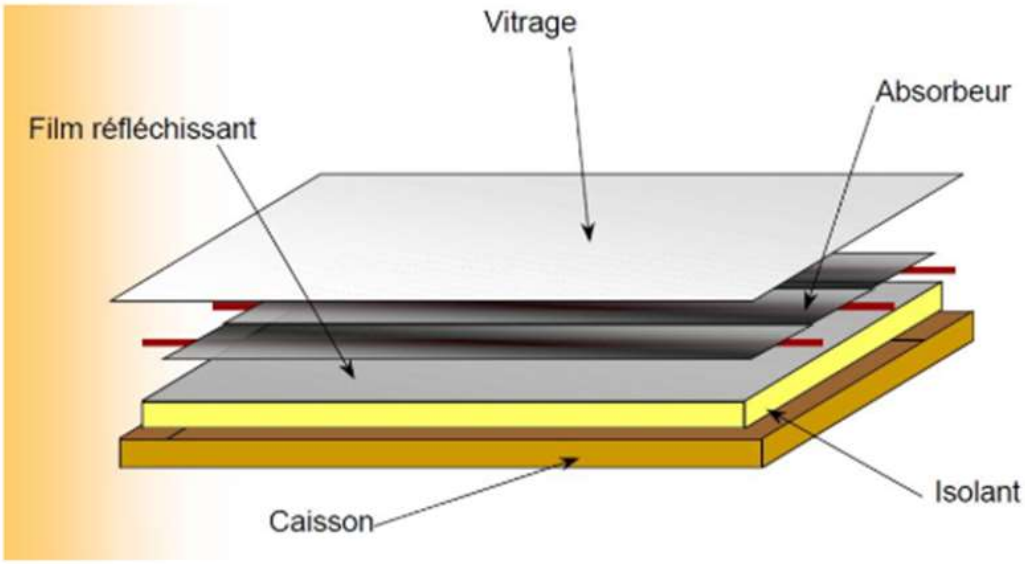
- Capteur plan
- Capteur à tube sous vide
- Capteur à concentration

II.2.3 Les capteurs solaires plans

Le rôle d'un capteur solaire thermique plan est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, par un fluide caloporteur (air, eau,) qui joue le rôle de l'intermédiaire. [10]

Certain capteur plan utilise l'effet de serre et parvient à récupérer environ 50% de l'énergie incidente. Il se compose des éléments suivants : le vitrage, l'absorbeur, l'isolant et le fluide caloporteur. [11]

- La figure suivante montre les différents éléments d'un capteur solaire plan.



II-2 :Composants d'un capteur solaire plan

II.2.4 Différents éléments d'un capteur solaire plan

Le capteur plan est un système composé essentiellement de cinq éléments essentiels comme représenté dans la figure II.2 :[11]

a) Le vitrage (couvercle)

C'est la partie à travers laquelle le rayonnement atteint la surface de l'absorbeur. L'une de ses caractéristiques est de réaliser l'effet de serre. Les inconvénients du verre sont sa fragilité, son poids et son prix élevé en double vitrage. Dans le cas d'utiliser le plastique comme un vitrage il y a un des inconvénients principaux sont la dégradation de certaines de leurs propriétés avec le temps pour certains, ou le prix élevé pour d'autres.

b) L'absorbeur

L'absorbeur est l'élément central du capteur solaire, il absorbe le rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur.

Il est constitué d'une plaque à laquelle sont intègres des tubes à travers lesquels circule le fluide caloporteur. Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique (comme le cuivre ou l'acier), soit en matière plastique. Les métaux sont couramment utilisés en raison de leur excellente conductivité thermique. Cependant, lorsqu'un fluide

caloporteur agressif, comme l'eau d'une piscine, circule directement à l'intérieur de l'absorbeur, des problèmes de corrosion peuvent apparaître

En effet, en cas de contact direct entre l'eau et une plaque absorbante métallique, des phénomènes de corrosion peuvent se produire :

- Le cuivre peut se dégrader avec certains produits chimiques présents dans l'eau
- L'acier, quant à lui, peut rouiller sous l'effet de l'humidité et de l'oxygène dissous dans l'eau.

Pour éviter ces désagréments, on préfère, dans ce type d'application, utiliser des matériaux plastiques (comme le polypropylène ou le polyéthylène) pour la fabrication de l'absorbeur. Ces matériaux sont résistants à la corrosion, plus durables dans les environnements humides et adaptés à l'eau non traitée ou peu contrôlée.

C'est pourquoi les capteurs solaires destinés au chauffage des piscines sont généralement fabriqués en plastique, contrairement aux capteurs solaires domestiques classiques où le cuivre est privilégié.

L'absorbeur ne doit pas être trop mince. En pratique, on emploie généralement une feuille de cuivre ou d'aluminium de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0.15 à 0.3 mm. [14]

c) Le fluide caloporteur

L'évacuation de la chaleur accumulée par la surface d'absorption se fait généralement à l'aide d'un fluide qui est dans la plupart des cas l'air ou l'eau. En raison des conditions météorologiques, des mélanges d'eau et de glycol sont aussi employés, les derniers ayant une capacité thermique spécifique inférieure à celle de l'eau pure. Il y a en ce qui concerne l'eau, aucun problème de congélation en hiver ou d'ébullition en été, et il n'y a pas de problème de corrosion. Cependant, l'air ne peut être utilisé que pour le chauffage des espaces et les transferts thermiques y sont moins efficaces qu'avec l'eau.[11]

d) L'isolant

Limiter les pertes thermiques vers l'extérieur est primordial pour optimiser les performances du capteur. Pour cela l'utilisation d'une couche de polystyrène ou de laine de verre réalise l'isolation en face arrière et dans la paroi latérale du dispositif.[12]

e) Film réfléchissant

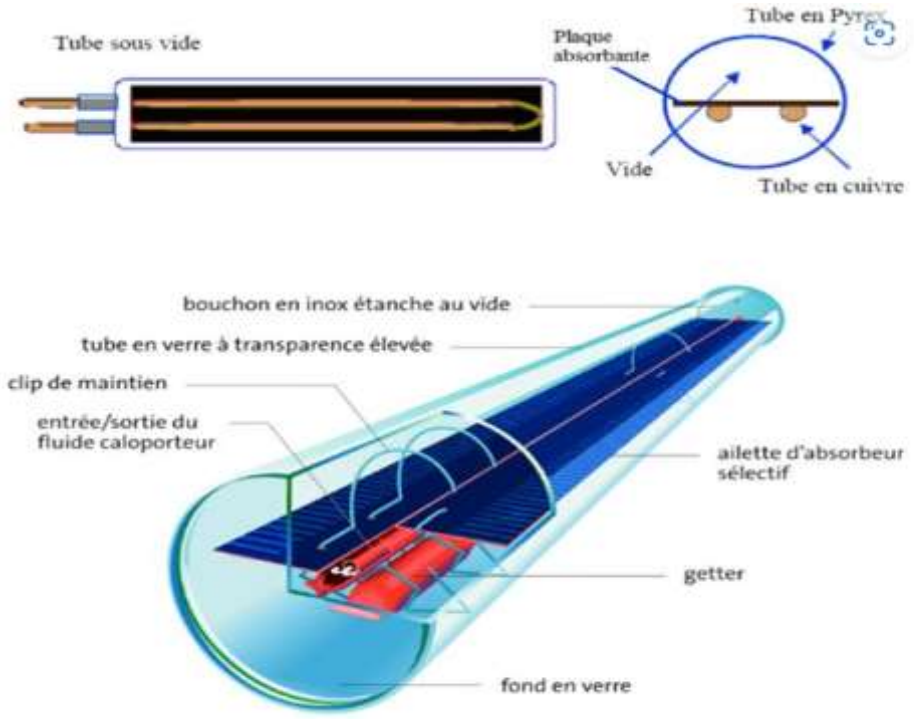
Un film réfléchissant, également appelé film miroir sans tain, est une pellicule appliquée sur les vitrages pour améliorer la confidentialité et le confort thermique. Il fonctionne en réfléchissant la lumière du côté le plus lumineux, créant ainsi un effet miroir qui empêche les regards extérieurs de pénétrer, tout en permettant aux occupants de voir vers l'extérieur.[15]

f) Caisson

Le coffre fabriqué couramment en aluminium ou en bois, en ferme l'absorbeur et l'isolation thermique du capteur, les protégeant ainsi contre l'humidité et les détériorations mécaniques.[11]

II.2.5 Les capteurs à tubes sous vide

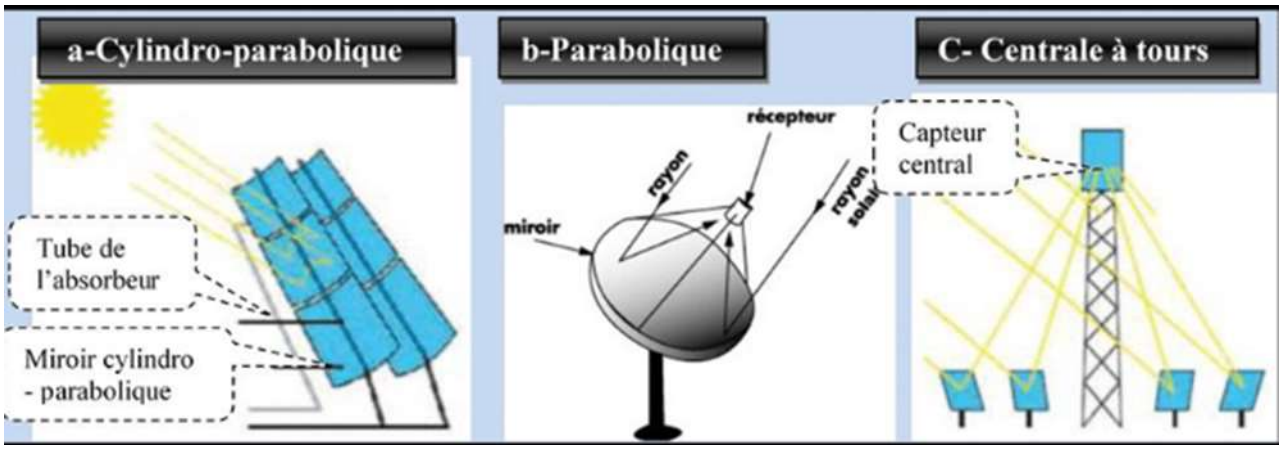
Il s'agit de tubes en verre placés les uns à côté des autres Les rayons du soleil sont absorbés avec une plaque noire située dans les tubes a sous vide. On parle de tubes vitrés « sous vide », car l'air est retiré des tubes, afin de créer une meilleure isolation et de limiter les pertes de chaleur. Ils sont plus performants, puisqu'ils permettent d'obtenir une température plus élevée, plus rapidement. Ils sont généralement utilisés dans l'industrie, mais il est tout à fait possible de les placer sur une maison. Ils sont cependant plus chers.[13]



II-3 :Capteur solaire thermique a tube sous vide

II.2.6 Les capteurs à concentration

Ce sont des capteurs solaires comportant un système optique (réflecteurs, lentilles…) destiné à concentrer sur l'absorbeur le rayonnement ayant traversé l'ouverture. Il y a trois types de ce capteur : Les capteurs à concentration cylindro-paraboliques, Les capteurs parabolique, Les centrales à tour.[9]



II-4: Capteur solaire à concentration

II.3 Nombre adimensionnelle

Avant d'aborder le mécanisme du transfert de chaleur dans les cavités rectangulaires, il est essentiel de présenter les principaux nombres adimensionnels employés dans l'étude de la convection naturelle pour ce type de configuration.

II.3.1 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est le rapport entre le transfert total de chaleur (convection + conduction) et le transfert de chaleur par conduction à travers une surface limite. Il donné par la formule suivante :

$$Nu_L = \frac{Transfert\ de\ chaleur\ totale}{transfert\ de\ chaleur\ conductif} = \frac{h}{\lambda/L} = \frac{hL}{\lambda} \qquad \text{(II.1)}$$

- L Est la longueur caractéristique.
- λ Est la conductivité thermique du fluide.
- h Est le coefficient de transfert de chaleur par convection.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection, dépend du type de milieu gaz ou liquide ainsi que des propriétés de l'écoulement telles que la vitesse, la viscosité, et d'autres propriétés dépendant du régime d'écoulement et de la température.

Voici les coefficients typiques de transfert thermique convectif pour quelques applications courantes d'écoulement de fluides :

- Coefficients typiques de transfert de chaleur par convection (en W/(m²·K)) :
- Convection naturelle – air, gaz et vapeurs sèches : 0,5 – 1000
- Convection naturelle – eau et liquides : 50 – 3000
- Convection forcée – air, gaz et vapeurs sèches : 10 – 1000
- Convection forcée – eau et liquides : 50 – 10 000
- Convection forcée – métaux liquides : 5000 – 40 000
- Ébullition de l'eau : 3 000 – 100 000

II.3.2 Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est un nombre adimensionnel qui exprime l'efficacité relative du transport par diffusivité de quantité de mouvement par rapport à la diffusion thermique. Il se définit également comme le rapport entre la viscosité cinématique, ν, représentant la diffusivité de la quantité de mouvement, et la diffusivité thermique, α. Il est donné comme suit :

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{(II.2)}$$

Où Cp est la capacité calorifique massique en (J.〖kg〗^ (-1). K^ (-1)) et μ est la viscosité dynamique en (kg.m^ (-1). S^ (-1) ou Pa. s)

II.3.3 Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est simplement défini comme le produit du nombre Grashof, qui décrit la relation entre la flottabilité et la viscosité dans un fluide, et le nombre de Prandtl, qui décrit la relation entre la diffusivité du moment et la diffusivité thermique. Sa formule est donnée comme suit :

$$Ra = Gr\,.Pr = \frac{g\beta(T_1 - T_\infty)L^3}{\alpha\nu} \quad \text{(II.3)}$$

Où :

- Gr: nombre de Grashof
- g : accélération de la pesanteur (m/s^2)
- T_1 : température de la paroi (K)
- T_∞ : température du fluide loin de la paroi (K)
- β : coefficient de dilatation thermique volumétrique (K^{-1})

II.3.4 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses dans un fluide soumis à un mouvement relatif interne dû à des vitesses fluides différentes. Sa formule est donnée comme suit :

$$Re = \frac{VL}{\upsilon} = \frac{\rho VL}{\mu} \quad \text{(II.4)}$$

Où :

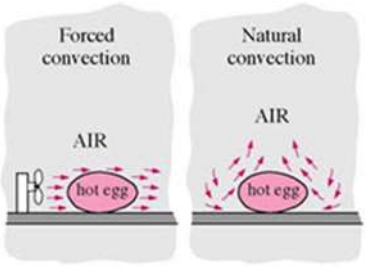
V : est la vitesse d'écoulement (m/s)

ρ : est la masse volumique du fluide (kg/m³).

II.4 Transfert de chaleur par convection dans les cavités rectangulaire

Le transfert de chaleur par convection est complexe du fait qu'il implique à la fois le mouvement du fluide et la conduction thermique. Le déplacement du fluide augmente le transfert thermique, car il met en contact des masses de fluide plus chaudes et plus froides, ce qui provoque des taux de conduction accrus sur un plus grand nombre de sites à l'intérieur du fluide. Par conséquent, le taux de transfert de chaleur dans un fluide est bien plus élevé par convection que par conduction seule. En effet, plus la vitesse du fluide est élevée, plus le taux de transfert thermique augmente.

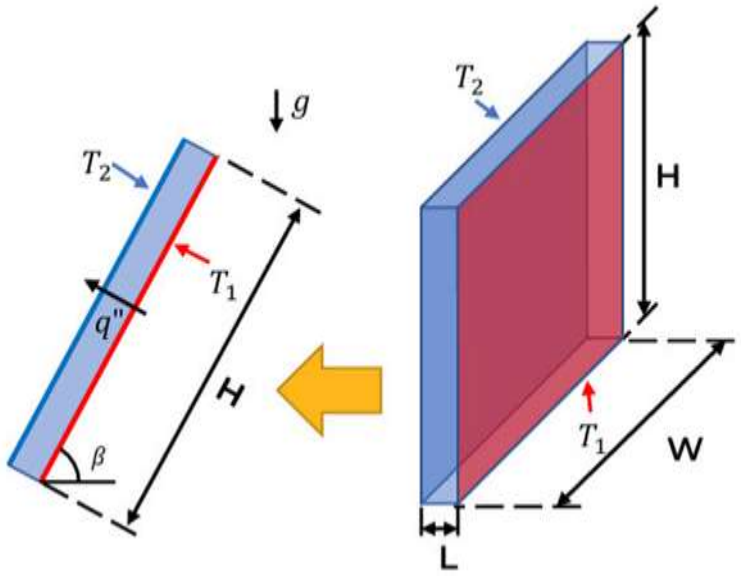
Pour mieux comprendre ce phénomène, il est essentiel de distinguer la nature de l'écoulement impliqué dans le transfert de chaleur par convection : celui-ci peut être qualifié de naturel ou forcé selon la manière dont le mouvement du fluide est initié. Dans un écoulement forcé, le fluide est contraint de circuler sur une surface ou dans une conduite par un dispositif externe, tel qu'une pompe ou un ventilateur. Dans un écoulement naturel, le mouvement du fluide résulte de phénomènes naturels, notamment l'effet de flottabilité, qui se manifeste par la montée du fluide chaud (donc plus léger) et la descente du fluide froid (donc plus dense).



II-4 :Type de transfert de chaleur par convection (a) forcé, (b) naturelle

Cette nuance prend toute son importance dans de nombreuses applications d'ingénierie où la convection naturelle intervient dans des espaces confinés. En effet, la chaleur est

fréquemment transférée entre un fluide contenu dans une enceinte fermée (cavité) et les surfaces environnantes maintenues à des températures différentes. C'est le cas typique des fours, étuves, tours de refroidissement, voire des pièces dont les parois sont à des températures différentes.



II-5 :configuration d'une cavité rectangulaire avec les dimensions et leur condition aux limites

La configuration d'une cavité rectangulaire, illustrée dans la figure ci-dessus, est un exemple fondamental largement étudié expérimentalement et numériquement. Elle consiste à maintenir deux parois opposées à des températures distinctes une paroi chaude (T_1) et une paroi froide (T_2) tandis que les autres parois sont supposées adiabatiques, c'est-à-dire sans échange thermique.

La convection naturelle dans cette cavité dépend de :

- Les rapports d'aspect, H/L et W/L
- L'angle d'inclinaison β entre les surfaces chaude et froide par rapport à l'horizontale :
  - $\beta = 0°$: cavité horizontale chauffée par le bas
  - $\beta = 90°$: cavité verticale chauffée latéralement
- Le flux de chaleur à travers la cavité est donné par :

$$q = h(T_1 - T_2) \qquad \text{(II.5)}$$

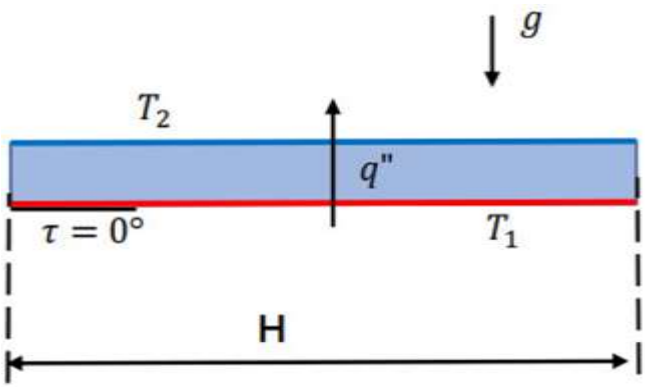
- Le comportement du fluide dépend du nombre de Rayleigh (Ra) :

$$Ra = \frac{g\beta(T_1 - T_2)L^3}{\alpha\nu} \quad \text{(II.6)}$$

L'étude de la convection naturelle dans les cavités fermées rectangulaire s'articule autour de trois configurations fondamentales : cavités horizontales, verticales et inclinées, chacune présentant des caractéristiques spécifiques influençant la dynamique du fluide et le transfert de chaleur.

II.4.1 Cavités horizontales

Pour une cavité rectangulaire dont les rapports d'aspect H/L et W/L sont largement supérieurs à 1, et pour des nombres de Rayleigh inférieurs à une valeur critique $Ra_c = 1708$, les forces visqueuses prédominent sur les forces de flottabilité, rendant impossible tout mouvement d'advection à l'intérieur de la cavité. Le transfert de chaleur entre les surfaces supérieure et inférieure de la cavité s'effectue principalement par conduction et rayonnement.

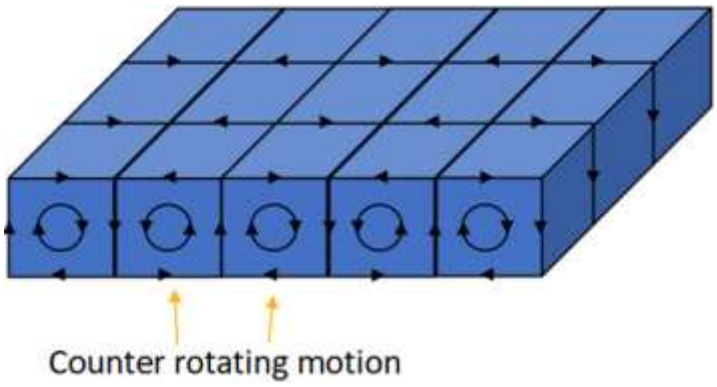


II-6 :Schéma illustratif du mécanisme de la convection naturelle dans les cavités chauffées horizontalement

Pour des nombres de Rayleigh supérieurs à la valeur critique $Ra > Ra_c$, l'advection à l'intérieur de la cavité devient prépondérante et le transfert de chaleur s'effectue par conduction et convection (ainsi que par rayonnement).

Lorsque $Ra_c < Ra < 5\,.\,10^4$, le mouvement du fluide adopte un motif uniforme composé de cellules roulantes (rouleaux de Rayleigh Bénard) régulièrement espacées comme montré dans la figure II.7. Au-delà de $Ra > 5\,.\,10^4$, l'écoulement devient turbulent.

Lorsque la température de la surface supérieure est plus élevée que celle de la surface inférieure (β = 180°), le transfert de chaleur est exclusivement dû à la conduction (en supposant qu'il n'y a pas de rayonnement).



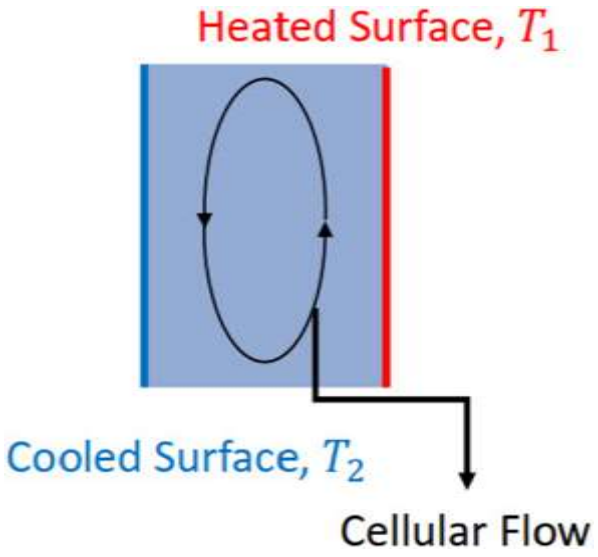
II-7 :Illustration schématique des rouleaux de convection (rouleaux de Rayleigh Bénard) lorsque $Ra > Ra_c$

Dans le cas d'une cavité horizontale le nombre de Nusselt ou le coefficient d'échange convectif en peut obtenue à partir de la corrélation proposer par Jacobe [16], cette dernière est donnée comme suit :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{\lambda} 0{,}069 Ra_L^{1/3} Pr^{0.074} \qquad \text{(II.7)}$$

Cette corrélation est valable pour$3 \times 10^5 \leq Ra_L \leq 7 \times 10^9$

II.4.2 Cavités verticales



II-8 :Schéma illustratif du mécanisme de la convection naturelle dans les cavités chauffées verticale

Dans les cavités chauffées verticalement (avec un angle d'inclinaison, (β = 90°) les parois latérales sont maintenues à des températures respectivement chaude et froide. Les parois horizontales supérieure et inférieure de la cavité sont supposées adiabatiques.

Pour de petits nombres de Rayleigh ($Ra \leq 10^3$), les forces de flottabilité sont faibles et ne parviennent pas à surmonter les effets visqueux. Le mode principal de transfert de chaleur est la conduction (à travers les parois et le fluide), et le nombre de Nusselt est approximativement égal à 1.

À mesure que le nombre de Rayleigh Ra augmente, un écoulement de recirculation thermique (ou flux cellulaire) se développe de la paroi chaude vers la paroi froide. Le transfert convectif principal se concentre dans de fines couches limites thermiques adjacentes aux parois chaude et froide, tandis que le fluide au cœur de la cavité reste quasi stagnant, contribuant peu au transfert de chaleur.

Cet écoulement évolue vers un régime turbulent avec l'augmentation du nombre de Rayleigh Ra.

Pour calculer le nombre de Nusselt dans les cavités verticales, Catton [17] recommande ces deux corrélations proposées par Berkovsky et Polevikov.

$$Nu = 0.18\left(\frac{Pr}{0.2+Pr}Ra\right)^{0.29} \quad 1 < W/L < 2 \qquad \text{(II.8)}$$

$$Nu = 0.22\left(\frac{Pr}{0.2+Pr}Ra\right)^{0.28}\left(\frac{H}{L}\right)^{-1/4} \quad 2 < W/L < 10 \qquad \text{(II.9)}$$

II.4.3 Cavité inclinée

Les études sur la convection naturelle dans les cavités inclinées sont souvent motivées par des applications liées aux capteurs solaires à plaque plane. Pour ce type de cavités, le mouvement du fluide résulte d'une combinaison de la structure en rouleaux illustrée à la Figure II.8 et de la structure cellulaire présentée à la Figure II.9. En général, la transition entre ces deux types d'écoulement se produit à un angle d'inclinaison critique β^*accompagné d'un changement dans la valeur de Nu.

Pour des rapports d'aspect élevés, $(H/L) \approx 12$, et des angles d'inclinaison inférieurs à la valeur critique β^*indiquée dans le Tableau suivant, la corrélation suivante proposée par Hollands et al. [18] s'accorde parfaitement avec les données expérimentales disponibles :

$$\overline{Nu} = 1 + 1.44\left[1 - \frac{1708}{Ra\cos\beta}\right]\left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra\cos\beta}\right] + \left[\left(\frac{Ra\cos\beta}{5830}\right)^{1/3} - 1\right] \quad \text{(II.10)}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{H}{L} \geq 12 \\ 0 < \beta \leq \beta^* \end{bmatrix}$$

Tableau II-1 : Angle critique pour les cavités rectangulaires inclinées

(H/L)	1	3	6	12	>12
β^*	25°	53°	60°	67°	70°

II.5 Etude bibliographique

Le rendement d'un capteur solaire plan dépend de plusieurs facteurs, parmi lesquels l'angle d'inclinaison du capteur joue un rôle essentiel. Pour maximiser le rayonnement solaire reçu par l'absorbeur, il faut choisir un angle tel que le rayonnement soit perpendiculaire au vitrage. Cet angle est généralement égal à la latitude du lieu lorsque le capteur est fixe toute l'année. Cependant, d'autres méthodes existent selon l'usage du capteur : pour le refroidissement solaire, l'angle optimal est environ 10° en dessous de la latitude afin que le soleil soit perpendiculaire au capteur durant l'été, période de consommation énergétique élevée. Pour le chauffage des locaux, l'angle optimal est environ 10° au-dessus de la latitude. Enfin, pour la production annuelle d'eau chaude sanitaire, un angle optimal proche de +5° par rapport à la latitude permet d'obtenir de meilleures performances en hiver, période où la demande en eau chaude est la plus importante [17]. Pour une meilleure absorption du rayonnement solaire, les chercheurs cherchent à déterminer un angle optimal pour différentes périodes : annuelle, saisonnière, mensuelle et quotidienne. Ekadewi A.H et al. [18] Ont mené une étude visant à déterminer l'angle optimal d'un capteur solaire plan installé à Surabaya, Indonésie. Les résultats de cette étude montrent que l'angle d'inclinaison optimal varie de 0 à 40° vers le nord entre le 12 mars et le 30 septembre, et de 0 à 30° vers le sud entre le 1er octobre et le 11 mars. L'étude fournit également une corrélation pour déterminer l'angle d'inclinaison d'un capteur solaire plan. Kallioğlu et al. [19] ont mené une étude visant à déterminer l'angle optimal d'inclinaison des panneaux solaires pour trois régions de Turquie, à savoir Antalya, Kayseri et Trabzon, ainsi que pour l'ensemble de l'hémisphère nord. Les résultats montrent que l'angle optimal varie au cours de l'année, atteignant ses valeurs maximales en automne et en hiver (de novembre à février) et ses valeurs minimales au printemps et en été (de mai à août). Cette étude propose

décorrélations permettant de calculer l'angle optimal mensuel pour ces trois régions ainsi que pour l'hémisphère nord en général. Les modèles développés peuvent être appliqués à d'autres régions situées à des latitudes similaires, telles que Malaga (Espagne), Las Vegas (États-Unis) ou Alger (Algérie). Toujours dans le but de déterminer l'angle optimal d'un capteur solaire plan, Zang et al. [20] Proposent une méthode utilisant les données mensuelles moyennes de rayonnement solaire global sur des surfaces inclinées, orientées vers le sud, basées sur des données météorologiques typiques. Les angles d'inclinaison optimaux mensuels, saisonniers et annuels ont été calculés pour six stations représentant différents climats en Chine. Les résultats montrent que l'ajustement de l'angle d'inclinaison selon la période de l'année permet un gain significatif en énergie solaire reçue. Des corrélations générales ont été développées pour estimer ces angles optimaux. L'étude met en évidence que l'angle moyen annuel optimal est généralement proche de la latitude du site. Elle montre également que les angles mensuels optimaux permettent d'obtenir les plus grands gains en intensité solaire, tout en soulignant que l'angle fixe moyen annuel reste une solution pratique et économique pour de nombreuses applications. Abdelaa et al. [21] Développent des modèles mathématiques visant à déterminer l'angle d'inclinaison optimal des capteurs solaires photovoltaïques à Suez (Égypte) selon différentes périodes : quotidienne, mensuelle, saisonnière, semestrielle et annuelle. Les résultats indiquent qu'un ajustement biannuel des angles à 5° et 50° permet d'atteindre une performance proche de l'angle optimal quotidien, avec une différence de seulement 1,56 % en termes de rayonnement solaire reçu. Ces deux angles optimaux surpassent également un angle fixe de 28°, proche de la latitude locale (30°), de 7,77 %. Par ailleurs, la méthode classique consistant à ajouter ou soustraire 15° à la latitude fournit un rendement inférieur à celui proposé par les modèles de cette étude. Les conclusions théoriques sont validées par une expérimentation menée sur deux systèmes photovoltaïques inclinés respectivement à 25° et 30°, confirmant que l'angle de 25° offre une meilleure performance (+4,4 %) sur la période analysée.

Pour un capteur solaire plan les pertes thermiques en avant sont les plus important, pour minimiser ces pertes plusieurs paramètres a été étudier. Bensaci et al. [22] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité rectangulaire inclinée, représente la lame d'air d'un capteur solaire plan incliné. L'étude porte sur une gamme de rapports d'aspect allant de 1 à 12, tandis que l'angle d'inclinaison varie de 0° à 90°. Les simulations couvrent une plage de nombres de Rayleigh (Ra) comprise entre 10^3 et 10^6. Les résultats montrent que l'angle d'inclinaison a un effet significatif sur la transition des modes d'écoulement

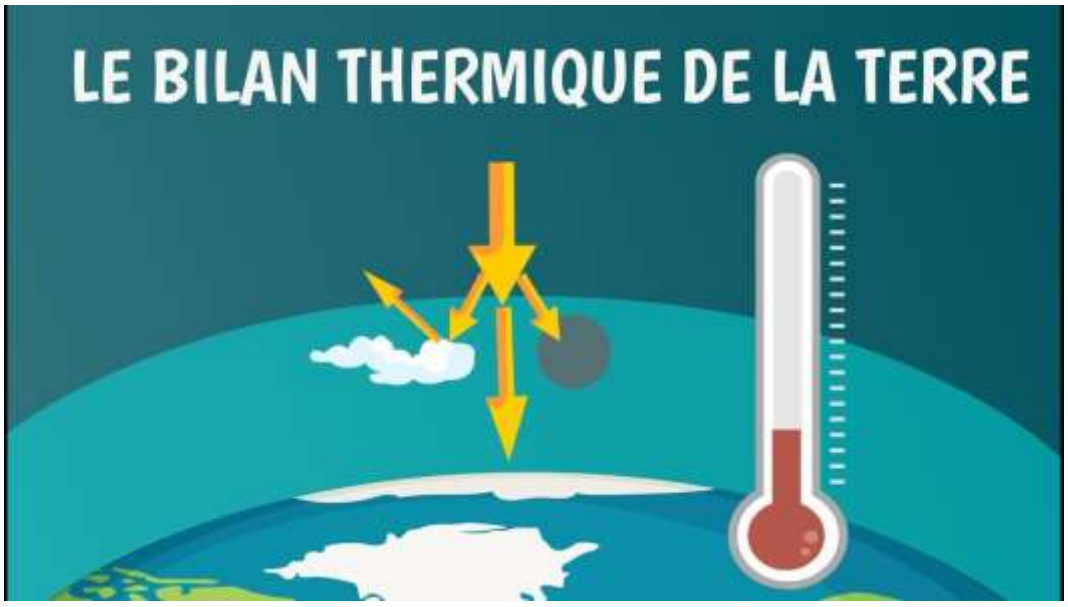
(conduction- convection). D'autre part Khaffajy et al. [23] ont réalisé une étude paramétrique visant à analyser les pertes thermiques d'un capteur solaire plan à double vitrage. L'objectif de cette étude est de déterminer les épaisseurs optimales des lames d'air entre l'absorbeur et la vitre inférieure, ainsi qu'entre les deux vitrages, afin de minimiser les pertes thermiques en partie supérieure du capteur. Les résultats montrent qu'à faible épaisseur de la lame d'air, les pertes thermiques sont principalement dues à la conduction, tandis qu'à mesure que l'épaisseur augmente, la convection devient prédominante. L'espacement optimal a été identifié à L1 = 40 mm et L2 = 25 mm. Par ailleurs, Ambarita [24] a mené une étude numérique analysant la convection naturelle dans l'espace d'air situé entre les doubles vitrages d'un capteur solaire plan. L'objectif principal est d'examiner les caractéristiques du transfert thermique au sein de cette cavité. L'influence du rapport d'aspect et du nombre de Rayleigh sur les écoulements et les transferts thermiques est étudiée. Les résultats montrent que le rapport d'aspect modifie significativement la formation des cellules de Bénard ainsi que les caractéristiques du transfert thermique, entraînant une augmentation notable du nombre de Nusselt moyen. Cette étude propose une corrélation permettant de déterminer le nombre de Nusselt moyen. Ferahta et al [25] sont réalisé une étude numérique pour analyser l'effet du couplage convection-rayonnement dans la lame d'air entre l'absorbeur et le vitrage d'un capteur solaire plan. Des simulations ont été menées pour différentes épaisseurs de la lame d'air, avec et sans prise en compte du rayonnement. La géométrie étudiée est une cavité fermée représentant la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre, inclinée à un angle de 45°, et chauffée uniformément par le bas. Les résultats de l'étude sans rayonnement montrent qu'une augmentation de l'épaisseur de la lame d'air intensifie la convection naturelle, laquelle passe d'un régime laminaire à chaotique, puis turbulent. Lors de l'inclusion du rayonnement, les résultats montrent que le couplage convection-rayonnement modifie substantiellement le régime d'écoulement, réduisant la température de la paroi chaude, ce qui diminue l'intensité de la convection naturelle dans la cavité. Cette observation est corroborée par l'évolution du champ de température à l'absorbeur et du coefficient d'échange thermique. En conclusion, cette étude met en évidence l'importance de prendre en compte le rayonnement pour modéliser le transfert de chaleur dans la cavité. Ferahta et al. [26] ont présenté un autre travail qui présente une étude numérique pour évaluer les performances thermiques d'un capteur solaire, en se concentrant principalement sur la convection naturelle dans la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur. Les résultats de cette étude montrent que pour une faible épaisseur de la lame d'air, la conduction domine, tandis que pour des épaisseurs plus grandes, la convection devient prédominante. L'augmentation de l'épaisseur

de la lame d'air entraîne l'évolution de la structure d'écoulement, passant d'un écoulement organisé avec des rouleaux longitudinaux stationnaires à un écoulement chaotique où les rouleaux deviennent indiscernables. Cette évolution affecte le transfert de chaleur, intensifiant les pertes thermiques à l'avant du capteur solaire. L'étude met en évidence l'importance de prendre en compte l'épaisseur de la lame d'air lors de la conception du capteur solaire, car elle influence considérablement la convection et le transfert thermique.

II.6 Conclusion

En conclusion, ce chapitre a permis de clarifier les principes de fonctionnement des capteurs solaires thermiques et de mettre en lumière les divers paramètres influençant leur efficacité, notamment l'angle d'inclinaison, le type de fluide caloporteur et les matériaux utilisés pour la construction des capteurs. Les résultats issus des études présentées confirment l'importance de l'optimisation de l'épaisseur de la lame d'air et de la configuration du capteur pour maximiser les performances thermiques. Le capteur solaire plan, en particulier, reste un choix populaire pour les applications domestiques et industrielles, bien que d'autres configurations comme les capteurs à tubes sous vide et à concentration puissent offrir des rendements supérieurs dans certaines conditions. Les avancées dans la conception et les matériaux des capteurs solaires continueront de jouer un rôle clé dans la transition vers des systèmes énergétiques durables et efficaces.

III. CHAPITRE III



III.1 Introduction

Le bilan thermique d'un capteur solaire est un élément clé pour évaluer son efficacité dans la conversion du rayonnement solaire en chaleur utile. Ce chapitre présente les principaux aspects du bilan thermique des capteurs solaires, en mettant l'accent sur le rendement, les pertes thermiques et l'énergie utile extraite. Après avoir défini le rendement du capteur, nous détaillons les modèles utilisés pour estimer le rayonnement reçu par la surface inclinée du capteur, ainsi que les méthodes de calcul pour déterminer l'énergie utile. Nous aborderons également les différents types de pertes thermiques : pertes convectives, radiatives et par conduction, qui impactent directement les performances du capteur. Ce bilan thermique permet de mieux comprendre les mécanismes de transfert de chaleur et d'identifier les optimisations possibles pour améliorer l'efficacité des capteurs solaires thermiques.

III.2 Bilan thermique d'un capteur solaire

Le rendement η de la conversion de l'énergie du rayonnement solaire en chaleur utilisable dans le capteur solaire résulte du rapport du flux thermique utile transporté par le fluide caloporteur Qut à celui du rayonnement global incident IG sur le capteur solaire.

$$\eta = \frac{Qut}{IG} \qquad \text{(III.1)}$$

Alors, pour calculer le rendement il faut d'abord déterminer l'énergie utile utilisée pour chauffer le fluide caloporteur et le rayonnement reçu par le capteur.

III.2.1 Rayonnement reçu par le capteur solaire :[17]

Généralement, les collecteurs ne sont pas installés horizontalement mais selon un angle pour augmenter la quantité de rayonnement captée et réduire les pertes par réflexion. C'est-à-dire il est nécessaire de connaitre la quantité du rayonnement reçu par cette surface incliné. Les données météorologiques constituent la meilleure source d'informations pour estimer le rayonnement incident moyen. En l'absence de ces données ou de données provenant d'endroits proches présentant un climat similaire, il est possible d'utiliser des relations empiriques pour estimer le rayonnement en fonction des heures d'ensoleillement ou de nébulosité.

Les modèles les plus utilisé pour estimer le rayonnement reçu par une surface incliné sont :

- **Modèle isotrope :** Le modèle de ciel isotrope est le modèle le plus courant et le plus simple. Il suppose une distribution uniforme de l'irradiation solaire diffuse sur la voûte céleste. Les parties circumsolaire et brillance de l'horizon sont supposées égales à zéro. Une composante diffuse de tout le ciel qui est uniformément rayonnée sur la voûte céleste. On trouve plusieurs modèles isotropes les plus souvent sont : le modèle de Badescu, le modèle de Tian, le modèle de Korokanis et le modèle de Liu et Jordan.

- **Modèles anisotropes :** Les modèles anisotropes d'estimation du rayonnement solaire sont des méthodes qui prennent en compte la distribution non uniforme du rayonnement diffus. Contrairement aux modèles isotropes, qui supposent une répartition égale dans toutes les directions, les modèles anisotropes considèrent les variations directionnelles du rayonnement diffus, souvent en intégrant des composantes comme le rayonnement circumsolaire et l'effet du ciel clair et des obstacles environnants, pour fournir des estimations plus précises du rayonnement reçu par une surface inclinée. Parmi ces modèles on trouve le modèle de Muneer, le modèle de Ma-Iqbal, le modèle de Willmot, le modèle de Bugler, le modèle de Reindel et le modèle de Perez. Ce dernier offre plusieurs avantages pour estimer le rayonnement solaire diffus sur des surfaces inclinées. Il est plus précis que les autres modèles, car il prend en compte les variations directionnelles du rayonnement diffus, y compris le rayonnement circumsolaire et l'effet de l'horizon. Adaptable à diverses conditions météorologiques, il est fiable dans différents environnements climatiques. De plus, il utilise des paramètres météorologiques disponibles, facilitant son intégration dans les bases de données climatiques et les simulations de systèmes solaires.

L'utilisation de ces modèles repose sur des connaissances sur la valeur de rayonnement reçu par la surface horizontale. Nous pouvons l'obtenir de cette valeur de rayonnement à partir des données météorologiques comme déjà mentionner ou, à partir des logiciels qui fournissent les donné météorologique et la valeur des trois composantes du rayonnement solaire pour n'importe quelle surface inclinée ou horizontale sur la surface de la terre. Parmi ces logiciels on trouve le logiciel PVGIS, le logiciel SolarGIS, le logiciel SAM et le logiciel Meteonorm ce dernier logiciel est que nous allons utiliser dans notre travail pour déterminer les données météorologique et les trois composantes de rayonnement solaire reçu par la surface du capteur.

III.2.2 Energie utile

III.2.2.1 Rayonnement reçu par l'absorbeur

Pour déterminer la valeur d'énergie utile il faut d'abord calculer la valeur de rayonnement reçu par l'absorbeur.

L'énergie solaire incidente sur un capteur solaire plan incliné peut être déterminée par les modèles qui sont déjà mentionné précédemment. A partir de cette énergie on peut calculer l'énergie solaire reçu par l'absorbeur du capteur en utilisant le modèle de diffusion isotrope qui est donné par la relation suivante :

$$\bar{S} = \bar{H}_b \overline{R_b (\tau\alpha)_b} + H_d \overline{(\tau\alpha)_d} \left(\frac{1+cos\beta}{2}\right) + \rho_g \bar{H} \overline{(\tau\alpha)_g} \left(\frac{1-cos\beta}{2}\right) \qquad \text{(III.2)}$$

- Où : Les indices b, d et g représentent respectivement le rayonnement direct, diffus et réfléchie par le sol.
- $\bar{H}$: rayonnement mensuelle (w/m^2)
- $\bar{R}_b$ Est le facteur de rapport de rayonnement. Il représente le rapport entre le rayonnement solaire direct incident sur un plan incliné et le rayonnement solaire direct incident sur un plan horizontal. Il est donné par la relation suivante :
  - $\bar{R}b = \frac{\cos(L-\beta)\cos(\delta)\sin(\omega'_{ss}) + \left(\frac{\pi}{180}\right)\omega'_{ss}\sin(L-\beta)\sin(\delta)}{\cos(L)\cos(\delta)\sin(\omega'_{ss}) + \left(\frac{\pi}{180}\right)\omega'_{ss}\sin(L)\sin(\delta)}$ (III.3)

Où (ω'_{ss}) est l'angle horaire du coucher du soleil sur la surface inclinée (degrés),

ρ_g L'albedo : c'est le rapport du rayonnement incident diffusé ou réfléchi sur le rayonnement incident. Ce terme étant généralement réservé au sol ou aux nuages, c'est une valeur moyenne de leur réflectance pour le rayonnement considéré et pour tous les angles d'incidences possibles. Par définition, le corps noir possède un albédo nul.

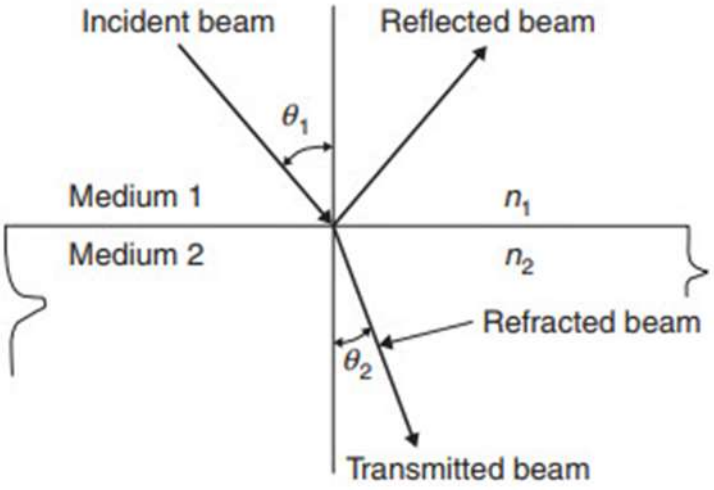
$\tau\alpha$ Coefficient de transmissivité-absorptivités. C'est un paramètre utilisé pour déterminer la quantité d'énergie radiative qui traverse un matériau (comme le verre) et est ensuite absorbée par un autre matériau (comme l'absorbeur).

Pour déterminer l'énergie radiative reçu par l'absorbeur il faut calculer le coefficient de transmissivité-absorptivités $\tau\alpha$, où ce dernier est lié à d'autres paramètres optiques qui nous allons discuter par la suite.

III.2.2.2 Transmissivité d'un vitrage plan

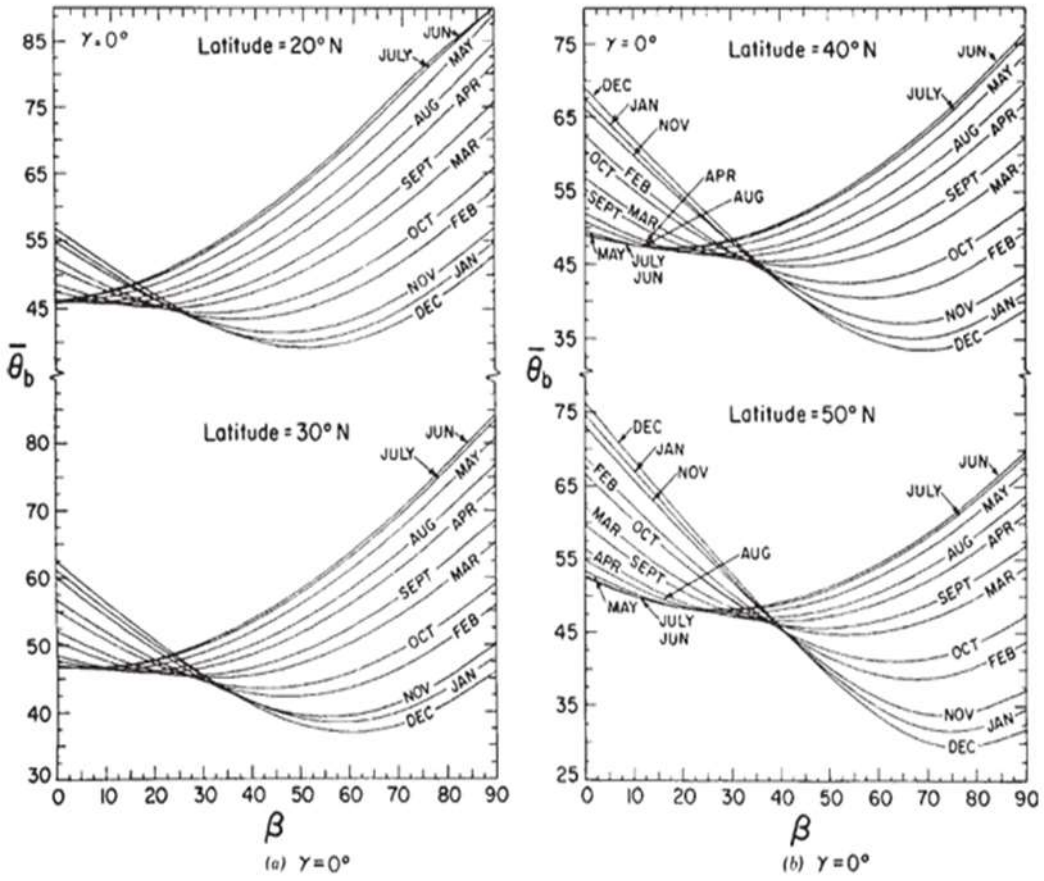
Lorsqu'un faisceau de radiation frappe la surface d'une plaque transparente à un angle θ_1, appelé angle d'incidence, comme illustré dans la FigureIII 1, une partie de la radiation incidente est réfléchie et le reste est réfracté, ou dévié, à un angle θ_2, appelé angle de réfraction, lorsqu'il traverse l'interface. L'angle θ_1 est également égal à l'angle auquel le faisceau est réfléchi de manière spéculaire par la surface. Les angles θ_1 et θ_2 ne sont pas égaux lorsque la densité du plan est différente de celle du milieu à travers lequel la radiation se déplace. Les deux angles sont liés par la loi de Snell :

$$n = \frac{n1}{n2} = \frac{sin\theta 1}{sin\ \theta 2} \qquad \text{(III.4)}$$



III-1 :Réfraction et réflexion d'un rayon solaire dans un vitrage

Pour les valeurs mensuelles de θ_1 dans le cas du rayonnement direct c'est-à-dire $\theta_b$les courbe de Klein sont utiliser, c'est dernier sont représenté dans la figure suivante :



III-2 :Angle d'incidence moyen mensuel du faisceau pour divers emplacements et orientations de surface

Pour un angle d'inclinaison donné du capteur, β, les relations empiriques suivantes, donné par Brandemuehl et Beckman (1980), peuvent être utilisées pour trouver l'angle d'incidence effectif pour la radiation diffuse provenant du ciel, $\theta_{e,D}$, et la radiation réfléchie par le sol $\theta_{e,G}$:

$$\theta_{e,D} = 59{,}68 - 0{,}1388\beta + 0{,}001497\beta^2 \qquad \text{(III.5)}$$

$$\theta_{e,G} = 90 - 0{,}5788\beta + 0{,}002693\beta^2 \qquad \text{(III.6)}$$

Après avoir calculé le coefficient de transmissivité-absorptivités on peut calculer l'énergie reçu par l'absorbeur.

Où n_1 et n_2 sont les indices de réfraction et n est le rapport des indices de réfraction des deux milieux formant l'interface. L'indice de réfraction est le facteur déterminant pour les pertes par réflexion à l'interface. Une valeur typique de l'indice de réfraction est de 1,000 pour l'air, 1,526 pour le verre et 1,33 pour l'eau.

Les expressions des composantes perpendiculaires et parallèles du rayonnement pour les surfaces lisses ont été données par Fresnel :

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2-\theta_1)}{\sin^2(\theta_2+\theta_1)} \quad \text{(III.7)}$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2-\theta_1)}{\tan^2(\theta_2+\theta_1)} \quad \text{(III.8)}$$

Les propriétés sont évaluées en calculant la moyenne de ces deux composantes (parallèle et perpendiculaire) :

$$\tau_r = \frac{1}{2}\left(\frac{1-r_{\parallel}}{1+(2N-1)r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+(2N-1)r_{\perp}}\right) \quad \text{(III.10)}$$

Où N est le nombre de vitrage. On note que cette relation est valable si les vitres sont identiques.

La transmittance, τ_α (l'indice α indique que seules les pertes d'absorption sont prises en compte), calculée à partir de la relation suivante :

$$\tau_{\alpha} = e^{\left(-\frac{KL}{\cos\theta_2}\right)} \quad \text{(III.11)}$$

Où K est le coefficient d'extinction, qui peut varier de 4 m-1 (pour le verre de haute qualité) à 32 m-1 (pour le verre de basse qualité), et L est l'épaisseur du vitrage.

La transmittance, la réflectance et l'absorbance d'un simple vitrage (en tenant compte des pertes par réflexion et par absorption) sont données par les expressions suivantes. Ces expressions concernent les composantes perpendiculaires de la polarisation, bien que les mêmes relations puissent être utilisées pour les composantes parallèles :

$$\tau_{\perp} = \frac{\tau_{\alpha}(1-r_{\perp})^2}{1-(r_{\perp}\tau_{\alpha})^2} = \tau_{\alpha}\frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}}\left(\frac{1-{r_{\perp}}^2}{1-(r_{\perp}\tau_{\alpha})^2}\right) \quad \text{(III.12)}$$

$$\rho_{\perp} = r_{\perp} + \frac{(1-r_{\perp})^2\tau_{\alpha}^2 r_{\perp}}{1-(r_{\perp}\tau_{\alpha})^2} = r_{\perp}(1+\tau_{\alpha}\tau_{\perp}) \quad \text{(III.13)}$$

$$\alpha_{\perp} = (1-\tau_{\alpha})\left(\frac{1-r_{\perp}}{1-r_{\perp}\tau_{\alpha}}\right) \quad \text{(III.14)}$$

Les propriétés sont évaluées en calculant la moyenne de ces deux composantes (parallèle et perpendiculaire) :

$$\tau = \frac{1}{2}(\tau_{\perp} + \tau_{\parallel}) \quad \text{(III.15)}$$

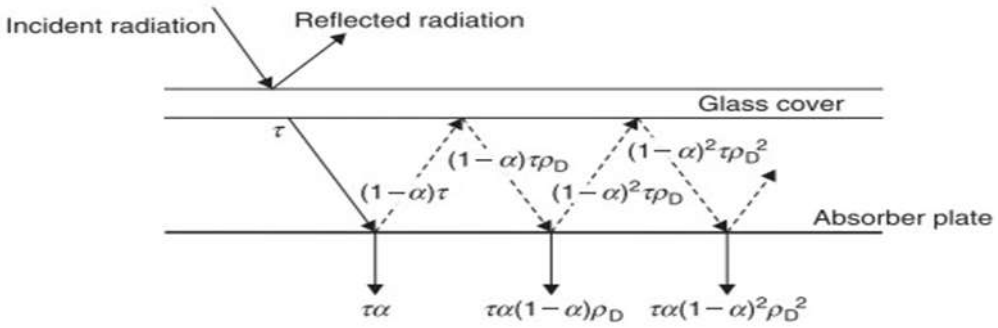
$$\rho = \frac{1}{2}(\rho_{\perp} + \rho_{\parallel}) \quad \text{(III.16)}$$

$$\alpha = \frac{1}{2}(\alpha_{\perp} + \alpha_{\parallel}) \quad \text{(III.17)}$$

La combinaison du vitrage avec l'absorbeur est illustrée dans la Figure III 2. A partir de cette figure on remarque que l'énergie radiative incidente tombant sur le capteur se divise en trois parties. Une partie réfléchie par le vitrage vers l'ambiante, une deuxième partie absorbée par l'absorbeur τα et une troisième partie réfléchie par l'absorbeur vers le vitrage $(1-\alpha)\tau$.La réflexion de la plaque absorbeur est supposée diffuse, donc la fraction $(1-\alpha)\tau$ qui frappe le couvercle en verre est une radiation diffuse et $(1-\alpha)\tau\rho_D$est réfléchie vers l'absorbeur.

La réflexion multiple de la radiation diffuse continue de sorte que la fraction de l'énergie solaire incidente finalement absorbée est :

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=1}^{\infty}[(1-\alpha)\rho_D]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_D} \quad \text{(III.18)}$$

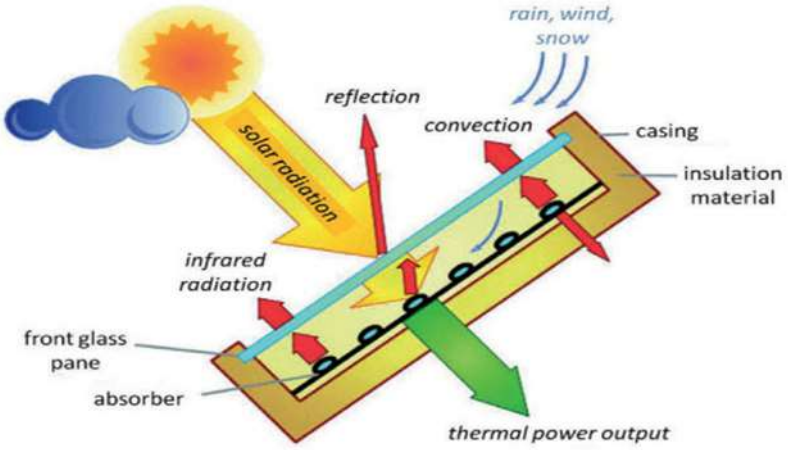


III-3 :Transfert de rayonnement solaire entre le vitrage et l'absorbeur d'un capteur solaire plan

III.2.3 Expression du coefficient global de pertes

La Figure III 4 montre une représentation schématique des différentes pertes thermiques d'un capteur solaire plan. Ces pertes vers l'environnement sont une caractéristique importante pour un capteur solaire plan (Nguyen, et al., 2012). Lorsqu'une certaine quantité de rayonnement solaire tombe sur la surface d'un capteur, la plus grande partie est absorbée et livrée au fluide caloporteur et elle est emportée comme énergie utile. Cependant, comme dans tous les systèmes thermiques, les pertes de chaleur à l'environnement par différents modes de transfert de chaleur sont inévitables. Le réseau thermique d'un capteur plan à simple vitrage en

termes de conduction, convection et rayonnement est montré par la Figure III 5(a), et en termes de résistances entre la plaque et l'environnement par la Figure III 5(b). D'une façon plus simple, les diverses pertes de chaleur d'un capteur peuvent être combinées en une seule résistance, Rtot, comme montré sur la Figure III 5(c) et les pertes d'énergie par le capteur peuvent être écrites comme suit [23].



III-4 :Différents types de pertes thermiques dans un capteur solaire plan

$$q_t = \frac{T_{abs} - T_{amb}}{R_t} = U_t(T_{abs} - T_{amb}) \quad \text{(III.19)}$$

$$q_t = \frac{T_{abs} - T_{amb}}{R_t} = U_t(T_{abs} - T_{amb}) \quad \text{(III.19)}$$

Où :

- T_{abs} est la température de l'absorbeur
- T_{amb} est la température ambiante
- R_t est la résistance du transfert thermique du capteur vers l'environnement.
- U_t est le coefficient global des pertes thermiques

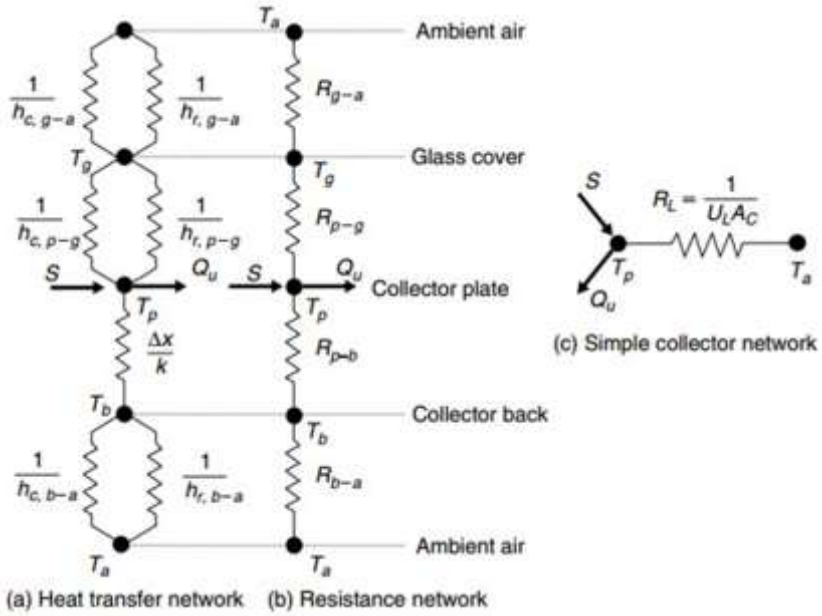
Le coefficient des pertes thermiques globales est donné par l'expression suivante [3].

$$U_t = U_{av} + U_{ar} + U_{lat} \quad \text{(III.20)}$$

Où :

- U_{av} est le coefficient des pertes thermiques vers l'avant du capteur.

- U_{ar} est le coefficient des pertes thermique vers l'arrière du capteur.
- U_{lat} est le coefficient des pertes thermique aux parois latérales.



III-5 :Réseau thermique d'un capteur à simple vitrage en termes de (a) conduction, convection et rayonnement ; (b) résistance entre la plaque et l'environnement ; et (c) le réseau d'un capteur a simple vitrage

III.2.3.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur

Les pertes thermiques les plus importantes dans un capteur solaire plan sont les pertes vers l'avant. Les composantes essentielles de ces pertes sont :

- Les pertes convectives (naturelles) et radiatives entre l'absorbeur et la vitre.
- Les pertes convectives (forcées) et radiatives entre la vitre et l'environnement :

III.2.3.2 Pertes thermiques entre l'absorbeur et la vitre

Dans la lame d'air située entre l'absorbeur et la vitre, les pertes thermiques sont issues de transferts radiatif et convectif (convection naturelle). Ces pertes sont représentées par l'expression suivante :

$$q_{p,abs-vit} = (h_{rad,abs-vit} + h_{conv,abs-vit})(T_{abs} - T_{vit}) \qquad \text{(III.21)}$$

III.2.3.3 Pertes radiatives

Les pertes radiatives entre l'absorbeur et la vitre sont données par :

$$q_{rad,abs-vit} = h_{rad,abs-vit}(T_{abs} - T_{vit}) \quad \text{(III.22)}$$

Pour deux plaques parallèles le coefficient d'échange radiatif $h_{rad,abs-vit}$est donné par la relation suivante :

$$h_{rad,abs-vit} = \frac{\sigma(T_{abs}+T_{vit})(T_{abs}^2+T_{vit}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}}+\frac{1}{\varepsilon_{vit}}-1} \quad \text{(III.23)}$$

III.2.3.4 Pertes convectives

La densité du flux convectif entre l'absorbeur et la vitre est donnée par l'expression suivante :

$$q_{conv,abs-vit} = h_{conv,abs-vit}(T_{abs} - T_{vit}) \quad \text{(III.24)}$$

Pour estimer les pertes convectives entre l'absorbeur et la vitre, il est nécessaire de déterminer le coefficient d'échange convectif dans la lame d'air du capteur. Pour cela en utilise les corrélations qui sont donnée dans le chapitre II.

Dans laquelle la résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre est exprimée par :

$$R_{abs-vit} = \frac{1}{h_{conv,abs-vit}+h_{rad,abs-vit}} \quad \text{(III.26)}$$

III.2.3.5 Pertes thermiques entre la vitre et l'environnement

Les pertes thermiques entre la vitre et l'environnement est la somme des pertes radiatives et convectives (convection forcée). La densité du flux de chaleur perdu à l'environnement à travers la vitre est donnée par l'expression suivante :

$$q_{p,vit-amb} = (h_{rad,vit-amb} + h_v)(T_{vit} - T_c) \quad \text{(III.27)}$$

Où :

- h_v est le coefficient de la convection du vent.
- T_c est la température du ciel.

III.2.3.6 Pertes radiatives

Pour prédire les performances des capteurs solaires, il est nécessaire d'évaluer l'échange radiatif entre la surface de la vitre et le ciel. Le ciel peut être considéré comme un corps noir pour certaines températures équivalentes du ciel, Tc de sorte que le transfert radiatif entre une plaque et le ciel soit donné par l'équation suivante (Duffie, et al., 2020) :

$$q_{rad,vit-amb} = h_{rad,vit-amb}(T_{vit} - T_{amb}) \quad \text{(III.28)}$$

Pour une petite surface, (vitrage), entourée par une très grande surface (environnement) le coefficient d'échange radiatif est donné par l'expression suivante (Duffie, et al., 2020) :

$$h_{rad,vit-amb} = \frac{\sigma\varepsilon_{vit}(T_{vit}+T_c)(T_{vit}^2+T_c^2)(T_{vit}-T_c)}{T_{vit}-T_{amb}} \quad \text{(III.29)}$$

La température du ciel est généralement calculée à partir de la relation empirique suivante dans laquelle la température est exprimée à Kelvin.

$$T_c = T_a - 6 \quad \text{(III.30)}$$

III.2.3.7 Pertes convectives

Les capteurs solaires plans sont toujours exposés au vent et par conséquent les pertes convectives par le vitrage au milieu ambiant sont importantes dans l'étude des capteurs solaires plans. Ce type de pertes est exprimé par l'équation suivante :

$$q_{conv,vit-amb} = h_v(T_{vit} - T_{amb}) \quad \text{(III.31)}$$

La corrélation qui a été largement utilisée dans les capteurs solaires plans est celle suggérée par Sparrow. Sa forme est :

$$h_v = j\rho C_p V P_r^{-2/3} \quad \text{(III.32)}$$

Avec :

$$j = 0.86(R_e^*)^{-1/2} \quad \text{(III.33)}$$

Où :

R_e^* Nombre de Reynolds VL^*/v

L^* Longueur caractéristique 4 A_c/P_c

A_c Section du capteur

P_c Périmètre du capteur

A partir des équations (III.29), (III.30) et (III.31) les pertes thermiques entre la vitre et l'environnement sont données comme suit :

$$q_{p,vit-amb} = \frac{T_{vit} - T_{amb}}{R_{vit-amb}} \quad \text{(III.34)}$$

Où

$$R_{vit-amb} = \frac{1}{h_{rad,vit-amb} + h_V} \quad \text{(III. 35)}$$

A partir de (III.30) et (III.39) le coefficient global des pertes avant U_{av} sera alors donné par :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{av}} = \frac{1}{R_{abs-vit} + R_{vit-amb}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv,abs-vit} + h_{rad,abs-vit}} + \frac{1}{h_{rad,vit-amb} + h_V}} \quad \text{(III. 36)}$$

III.2.3.8 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Le coefficient des pertes thermique vers l'arrière U_ar est évalué en considérant les pertes par conduction et par convection de la plaque absorbante dans la direction du bas (dessous du capteur). Pour cela, il va être assumé que l'écoulement de chaleur est unidimensionnel et stationnaire. Dans la plupart des cas et pour une épaisseur d'isolation donnée, la résistance thermique associée au transfert thermique par conduction est dominante. Ainsi, en négligeant la résistance thermique convective à la surface inférieure du capteur, on a :

$$U_{ar} = \frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad \text{(III. 37)}$$

III.2.3.9 Pertes thermiques par les parois latérales du capteur

Comme dans le cas précédent, la résistance par convection est négligée devant celle due à la conduction au sein de l'isolant, donc les pertes thermiques par les parois latérales du capteur solaire plan sont données par l'expression suivante :

$$U_{lat} = \frac{\lambda_{is} S_{lat}}{e_{is} S_{ca}} \quad \text{(III. 38)}$$

Où : S_{lat}est la surface des parois latérales et S_{ca}est la surface du capteur solaire plan.

III.3 Conclusion

En conclusion, le bilan thermique d'un capteur solaire est une démarche essentielle pour analyser sa performance énergétique. Les résultats obtenus à partir des différents modèles et calculs ont permis d'identifier les facteurs influençant le rendement des capteurs, notamment l'angle d'inclinaison, les pertes thermiques et la gestion du rayonnement solaire. Les pertes thermiques, particulièrement celles sur la face avant du capteur, représentent une partie significative de l'énergie perdue, et leur minimisation est cruciale pour améliorer l'efficacité globale. En intégrant des technologies de pointe pour le calcul du rayonnement solaire et en optimisant la conception des capteurs, il est possible d'augmenter considérablement leur performance. Ce chapitre met en évidence la complexité du bilan thermique et l'importance d'une approche globale pour l'amélioration continue des capteurs solaires.

IV. CHAPITRE IV



Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de notre étude. Ce dernier est divisé en trois parties essentielles. La première partie est consacrée à la présentation du cas d'étude et de ses caractéristiques. Dans la deuxième partie, nous déterminons l'angle optimal pour le capteur solaire. Enfin, la troisième partie est dédiée à la détermination de l'épaisseur optimale de l'air entre l'absorbeur et la vitre pour chaque saison. Pour atteindre ces objectifs, nous utiliserons deux logiciels : le premier est le logiciel Metenorme, et le second est Ansys Fluent.

IV.1 Cas d'étude

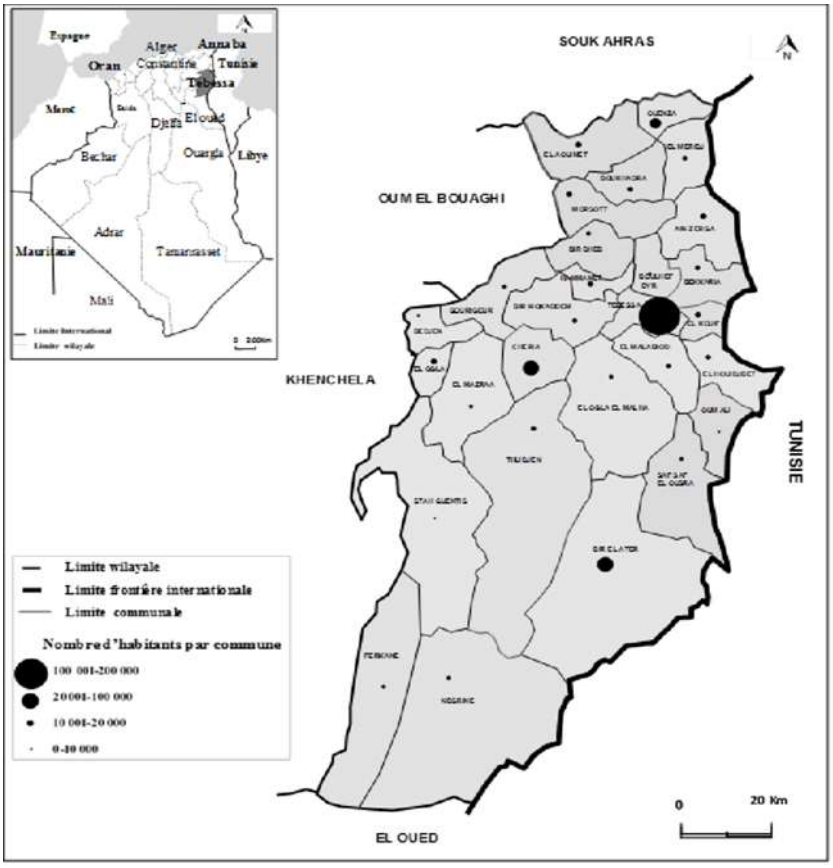


Figure IV-1 : Carte du découpage administratif de la wilaya de Tébessa.

Avant de commencer l'analyse de notre travail, il faut d'abord choisir le site d'étude d'où viennent les données météorologiques utilisées pour calculer le rayonnement reçu par l'absorbeur du capteur solaire. Nous avons choisi la wilaya de Tébessa, située à l'est de l'Algérie, avec une latitude de 35,4042° Nord et une longitude de 8,1242° Est. Cette région est favorable à un énorme ensoleillement, avec plus de 3 000 heures de soleil par ans, la rendant

très propice à l'énergie solaire. Le semi-aride climat et stabilité de sa météo favorisent une production régulière et efficace d'énergie solaire. Cela fournit les grandes opportunités pour mettre en place des projets d'énergie renouvelable, en particulier avec des capteurs solaires.

IV.2 Désignation des données climatiques

Afin d'établir les données métrologiques, on utilise le logiciel Meteonorm, un outil spécialisé permettant de générer des données météorologiques adaptées à divers climats et régions géographiques à l'échelle mondiale. Grâce à cette application, il est possible d'accéder aux données météorologiques mondiales et de les intégrer dans des applications appropriées. Par exemple, des données telles que la température diurne et nocturne, l'humidité atmosphérique, et divers autres paramètres environnementaux. Cette information est accessible à travers une variété de formats. Ces données peuvent être exploitées dans des logiciels dédiés à la conception de bâtiments utilisant l'énergie solaire, photovoltaïque ou d'autres sources d'énergie renouvelable. Le logiciel collecte des données provenant de 8325 stations météorologiques renommées, de cinq satellites météorologiques et de 30 années d'expertise. Lorsque ces trois éléments ont été combinés, il n'y avait aucun doute quant à la fiabilité du programme. L'une des principales fonctions de Meteonorm est de fournir les données temporelles requises. Il est possible de sélectionner les paramètres météorologiques souhaités et d'obtenir des résultats à différentes échelles de temps (mois, heures ou minutes), démontrant ainsi la précision élevée du logiciel. [1]

Pour notre recherche, nous utilisons le programme Meteonorm afin d'extraire les données mensuelles des paramètres climatiques clés nécessaires à la modélisation de l'efficacité des capteurs solaires plans. Ce programme, de manière précise, permet d'identifier les trois éléments du rayonnement solaire : le rayonnement direct, diffus et réfléchi. En outre, il fournit des données relatives à la température ambiante, à la température du ciel et à la vitesse du vent. Ces informations mensuelles sont cruciales pour ajuster nos simulations numériques et mesurer le rendement thermique des capteurs solaires en fonction des conditions météorologiques spécifiques à chaque mois. Le tableau suivant montre les différentes données météorologiques pour la ville de Tébessa, mois par mois, pour l'année 2024.

Tableau IV-1 : Données métrologiques obtenue par le logiciel Meteonorm.

Wilaya de Tébessa (φ = 35.4°N, L =8.1°E), Année 2024				
Mois	Température ambiante $(°C)$	Température du ciel $(°C)$	Vitesse de vent (m/s)	Albedo
Janvier	6.8	-7.5	3.2	0.2
Février	7.6	-7.1	3.8	0.2
Mars	11.3	-4.5	3.9	0.2
Avril	14.9	-1.3	3.8	0.2
May	19.1	2.5	3.5	0.2
Juin	24.3	5.3	3.2	0.2
Juillet	27.9	7.8	3.2	0.2
Aout	26.8	8.7	2.8	0.2
Septembre	22.2	7.0	2.7	0.2
Octobre	18.1	3.2	2.7	0.2
Novembre	11.8	-2.5	3.1	0.2
Décembre	8.0	-5.6	3.1	0.2

IV.3 Angle d'inclinaison

Pour maximiser l'efficacité du capteur, il est crucial d'identifier l'angle d'inclinaison idéal qui permet au rayonnement solaire de frapper la vitre de façon perpendiculaire. Pour ce faire, nous avons utilisé le logiciel Meteonorm. Nous avons modifié l'inclinaison de 0° à 90° par intervalles de 5°, puis calculé le rayonnement total (direct et diffus) sur la surface inclinée. Le tableau suivant montre l'angle optimale pour chaque mois de l'année.

Tableau IV-2 : Angle optimal pour chaque mois.

Mois	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin
Angle	60	55	35	25	15	10
Mois	Juillet	Aout	Septembre	Octobre	Nouvembre	Décembre
Angle	5	20	30	45	50	65

IV.3.1 Comparaison de l'angle optimale mensuel avec d'autres approches

Comme déjà montré dans le chapitre III, diverses méthodes peuvent être envisagées pour calculer l'angle d'inclinaison optimal d'un capteur solaire plan. Les méthodes les plus fréquemment employées sont les suivantes :

- β est égal à la latitude du site ($\beta = L$).
- La valeur de β est définie comme étant égale à la latitude du site augmentée de 15°, ce qui est généralement recommandé pour les systèmes de chauffage ($\beta = L + 15°$).
- La valeur de β est définie comme étant égale à la latitude du site moins 15°, une pratique courante dans le domaine des systèmes de refroidissement ($\beta = L - 15°$).

Afin d'identifier l'approche la plus performante pour la région de Tébessa, nous avons comparé le rayonnement solaire reçu par la vitre du capteur selon ces trois configurations, ainsi qu'en utilisant l'angle d'inclinaison mensuel optimal. La figure suivante illustre l'évolution du rayonnement solaire global incident sur une surface inclinée en fonction des mois de l'année, pour chacune des trois approches susmentionnées ainsi que pour l'angle optimal mensuel.

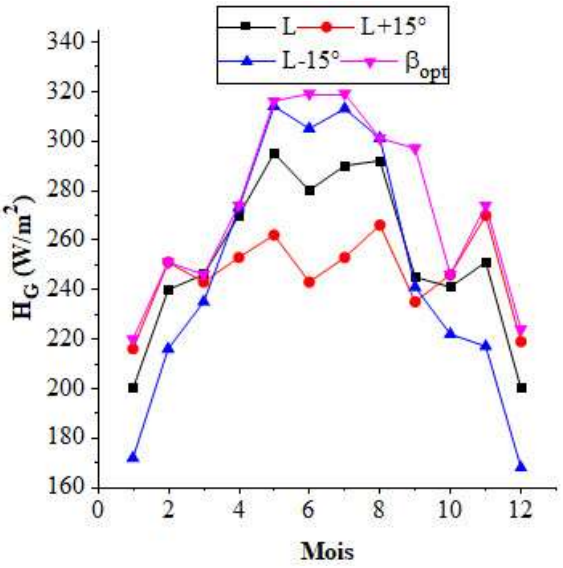


Figure IV-2 : Evolution du rayonnement incident sur un plan incliner en fonction du mois pour différente angle d'inclinaison.

À partir de la Figure IV.2, il est clair que la meilleure quantité de rayonnement reçue par la vitre est obtenue avec l'angle optimal (β_{opt}), choisi pour chaque mois de l'année. En utilisant l'approche L+15°, on remarque un effet positif pendant les mois plus froids (janvier, février, mars, octobre, novembre, décembre), où la valeur de H_G pour ces mois est presque égale à celle

de β_{opt}. Cette approche est donc adaptée aux applications de froid, car elle permet une meilleure captation d'irradiance pendant la période de chauffage. Pour les autres mois, H_G est plus faible par rapport au cas de β_{opt}, avec une différence moyenne sur l'ensemble de l'année de 10 % entre l'approche L+15° et β_{opt}.

En ce qui concerne l'approche L−15°, cette méthode est mieux adaptée aux applications de chauffage, car elle montre un effet positif durant les mois plus chauds (avril, mai, juin, juillet, août), où les valeurs de H_G se rapprochent de celles de β_{opt}. Cependant, pour obtenir des performances optimales, il est conseillé d'utiliser β_{opt} chaque mois, ce qui assure une efficacité maximale dans la mesure de l'irradiance.

Enfin, pour l'approche L, qui correspond à une utilisation standard du capteur, l'évolution de H_G est relativement proche de celle de β_{opt}, avec une différence moyenne sur l'année de 7,21 % entre les deux.

En conclusion, les méthodes L+15° et L−15° sont appropriées pour des utilisations particulières : L+15° pour le refroidissement et L−15° pour le chauffage. L'approche β=L, adoptée de manière continue sur une année entière, reste la plus efficace pour les applications fonctionnant en continu tout au long de l'année. Toutefois, afin d'atteindre une performance optimale, il est recommandé d'utiliser β_{opt} pour chaque mois, ce qui garantit une efficacité maximale dans la collecte de l'irradiance.

Ces résultats prouvent la validité de notre investigation, puisque nous observons que l'application des approches L+15° et L−15° conduit à des résultats cohérents avec la classification des approches. En d'autres termes, chaque approche présente les performances prévues pour les applications de refroidissement et de chauffage, respectivement.

IV.4 Détermination de l'épaisseur optimale de la lame d'air

Dans le but de déterminer l'épaisseur optimale de la lame d'air pour chaque saison, nous avons choisi un mois représentatif de chaque saison. Les mois étudiés sont janvier (hiver), avril (printemps), juillet (été) et octobre (automne).

IV.4.1 CFD

Avant de commencer l'analyse numérique, il est essentiel de fournir une vue d'ensemble de l'outil CFD employé dans notre étude, afin de déterminer l'épaisseur optimale pour chaque mois correspondant à une saison de l'année. À cet effet, l'outil de Dynamique des Fluides Numérique (CFD - Computational Fluid Dynamics) a été utilisé. Cette présentation générale est nécessaire avant d'aborder les aspects spécifiques de l'analyse.

La dynamique des fluides numérique (CFD) est un ensemble de méthodes numériques appliquées pour obtenir des solutions approchées de problèmes de dynamique des fluides et de transfert de chaleur. [21] La modélisation CFD (Computational Fluid Dynamic) est utilisée pour simuler le mouvement et l'écoulement de gaz et de liquides ainsi que les processus de transfert de chaleur et de masse associée.

Ainsi, le CFD n'est pas une science en soi (elle - même), mais une façon d'appliquer les méthodes d'une discipline (analyse numérique) à une autre (transfert de fluide / transfert de masse et transfert de chaleur.[21]

Le CFD est utilisé car de nombreux problèmes d'ingénierie ne peuvent être résolus par une approche analytique ou expérimentale, ou il est difficile d'utiliser une approche analytique ou expérimentale.

IV.4.1.1 Comment fonctionne un code CFD

Les codes CFD se composent d'algorithmes numériques qui peuvent résoudre les problèmes d'écoulements des fluides. Pour fournir un accès facile à leurs pouvoirs de résolution, tous les logiciels CFD incluent des interfaces utilisateur sophistiquées pour entrer les paramètres du problème et pour examiner les résultats. Par conséquent, tous les logiciels contiennent trois principaux éléments : (i) un préprocesseur, (ii) un solveur et (iii) un postprocesseur. [23]

La figure suivante montre les différentes étapes pour effectuer une simulation numérique

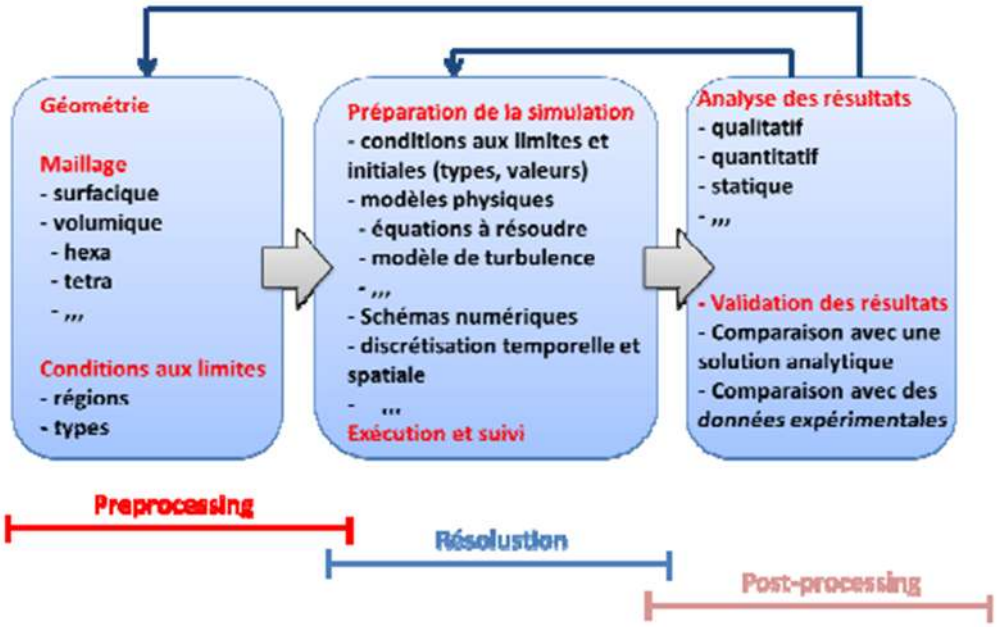


Figure IV-3 : Processus de la CFD.

IV.4.1.1.1 Préprocesseur

La phase de préprocesseur possède une importance cruciale dans toute simulation numérique, car elle permet de préparer le modèle en vue de l'analyse. Cette étape implique essentiellement la définition de la géométrie du système, la création d'un maillage de la zone étudiée ainsi que l'application des conditions initiales et aux limites. La qualité de la création d'un maillage est indispensable pour assurer la précision des résultats. Ainsi, elle consiste à subdiviser la zone d'étude en petits volumes ou cellules où les équations de conservation seront résolues. Une phase de préparation approfondie garantit une simulation numérique fiable et précise.

IV.4.1.1.2 Résolution (solveur)

Le processus de résolution, connu sous le nom de "solveur", consiste à résoudre numériquement les équations physiques du modèle. Une fois que la géométrie, le maillage et les conditions aux limites ont été définis, le solveur effectue le calcul des grandeurs d'intérêt (telles que la température, la pression, la vitesse des fluides, etc.) en chaque nœud du maillage. Cette phase met en œuvre des techniques numériques telles que la méthode des éléments finis ou celle des volumes finis afin de résoudre les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement. Le solveur effectue des itérations en calculant successivement, en améliorant les résultats à chaque itération, jusqu'à ce qu'une solution

converge, c'est-à-dire lorsque les écarts entre les itérations deviennent suffisamment négligeables. L'efficacité du solveur possède une importance capitale, car elle influe directement sur la vitesse et la précision des résultats générés. Le choix du solveur ainsi que de ses paramètres, tels que les critères de convergence et les schémas numériques, exerce une influence directe sur la performance de la simulation. Dans le cadre de notre recherche, nous faisons usage du solveur ANSYS Fluent. Ce qui va suivre donne une vue d'ensemble générale de ce solveur.

- **ANSYS Fluent :[25]**

ANSYS Fluent est le logiciel de dynamique des fluides (CFD) le plus puissant du marché pour aller plus vite et plus loin dans l'optimisation des performances. ANSYS Fluent offre des fonctionnalités éprouvées de modélisation physique d'écoulement fluide, de turbulence, de transfert de chaleur et de réaction chimique, et fournit des résultats rapides et précis pour une très large gamme d'applications CFD et multiphysiques.

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la recherche à travers le monde. Il est souvent considéré Comme référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides. Fluent contient également un outil de visualisation des résultats qui permet d'afficher les champs de pression, de vitesse et autres autour de la paroi Le logiciel ANSYS Fluent permet les capacités de modélisation suivantes : Écoulements 2D ou 3D ; Écoulements stationnaires ou instationnaires ; Écoulements incompressibles ou compressibles ; Écoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ; Fluide newtonien ou non newtonien ; Écoulements avec changements de phases et Écoulements en milieu poreux. Le logiciel ANSYS Fluent basé sur la méthode des volumes finis comme méthode de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité et la quantité de mouvement et d'énergie.

- **Méthode des volumes finis :**

La méthode a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar (Numerical Heat Transfer and Fluid Flow). La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque

volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.
- L'intégration des équations différentielles aux dérivées partielles.
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

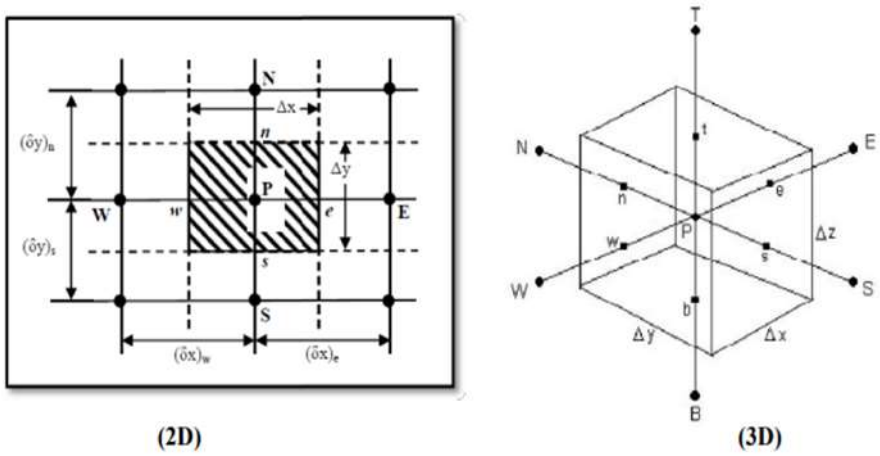


Figure IV-4 : Fonctionnement de méthode volume fini.

IV.4.1.2 Post processeur :[23]

Visualisation du domaine de calcul et du maillage, tracé des vecteurs de vitesse et des lignes de courant, contours, extractions de surfaces bien définis, manipulation des graphes (translation, rotation, et re-dimensionnement), exportation des figures sous différents formats.

IV.4.2 Equations gouvernantes :

Les équations de base de la dynamique des fluides s'appuient sur les lois universelles de conservation et de bilan

• Conservation de la masse

• Bilan de la quantité de mouvement

• Conservation de l'énergie

L'équation de continuité est le résultat de l'application de la loi de la conservation de la masse à un écoulement de fluide. L'équation du bilan de la quantité de mouvement n'est rien que la deuxième loi de Newton. L'application de cette loi à un écoulement de fluide donne une équation vectorielle appelée équation de quantiter de mouvement. La loi de la conservation de l'énergie est identique à la première loi de la thermodynamique et l'équation de la quantité de mouvement qui en résulte est connue sous le nom de l'équation de l'énergie [30].

Ces équations s'écrivent comme suit :

IV.4.2.1 Equation de continuité

L'application de la loi de conservation de la masse à un fluide qui traverse un volume de contrôle fixé et infinitésimal donne l'équation de continuité qui s'écrit comme suit : [30]

$$\frac{a\rho}{at} + \nabla (\rho \vec{v}) = 0 \qquad \text{(IV.1)}$$

IV.4.2.2 Equation de la quantité de mouvement

L'application de la seconde loi de Newton à un fluide qui traverse un volume de contrôle fixé et infinitésimal donne l'équation de la quantité de mouvement suivante [30].:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla (\rho\, \vec{v}\vec{v}) = -\nabla(\bar{\tau}) + \rho\vec{g} + \vec{F} \qquad \text{(IV.2)}$$

Où

- p : la pression statique
- $\bar{\tau}$: le tenseur des contraintes de viscosité du fluide
- $\rho\vec{g}$ et $\vec{F}$: sont respectivement la force de gravité et autres forces volumiques externes.

IV.4.2.3 Equation de l'énergie

L'application de la première loi de la thermodynamique sur un fluide qui traverse un volume de contrôle fixé et infinitésimal donne l'équation de l'énergie interne sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla\left(\vec{v}(\rho E + p)\right) = \nabla(\lambda_{eff}\nabla T - \sum_J h_j \vec{J}_J + (\bar{\bar{\tau}}_{eff}\vec{v})) + s_h \qquad \text{(IV.3)}$$

Où :

• λ_{eff} est la conductivité effective et $\vec{J}j$ est la diffusion du flux des espèces j.

•$\partial(\rho E)\partial t$ est le terme temporel

• ∇ ($\vec{v}$ (ρE + p)) est la variation de l'énergie par convection

• $\lambda_{eff}\nabla T$ est la variation de l'énergie par conduction

• $\sum_j h_j \vec{J}_j$ est la diffusion des espèces

• $(\bar{\bar{\tau}}_{eff}\vec{v})$ est la dissipation visqueuse

• S_h est la source d'enthalpie

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \qquad \text{(IV.4)}$$

Où h est l'enthalpie.

IV.4.3 Modèle mathématique

IV.4.3.1 Hypothèses simplificatrices

Pour élaborer un modèle mathématique simplifié, nous avons adopté quelques hypothèses et approximations qui sont souvent retenues dans l'étude de la convection naturelle.

- Le fluide est newtonien et incompressible ;
- L'écoulement est laminaire ;
- On néglige l'apport de l'énergie interne dû à la dissipation visqueuse ;

- Toutes les propriétés thermo physiques sont des constantes sauf la masse volumique qui varie linéairement avec la température selon l'approximation de Boussinesq;
- L'hypothèse de gaz parfait est adoptée.

IV.4.3.2 Approximation de Boussinesq

Le mouvement du fluide en convection naturelle vient des changements de densité (masse volumique) causés par la température, ainsi que de l'effet de la gravité. Donc, on ne peut pas supposer que la masse volumique reste constante. À la place, on utilise une méthode simplifiée appelée approximation de Boussinesq. Cette méthode considère que la masse volumique ne change pas dans certaines parties des équations (comme la continuité et l'inertie), mais elle varie avec la température dans le terme de gravité.

Pour une plaque verticale chauffée avec une température constante l'écoulement se développe comme montré dans la Figure IV.5. Avec les hypothèses précédentes l'équation de la quantité de mouvement selon l'axe oy devient :

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=-\frac{dp_\infty}{dy}-\rho g+\rho v\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \qquad \text{(IV.5)}$$

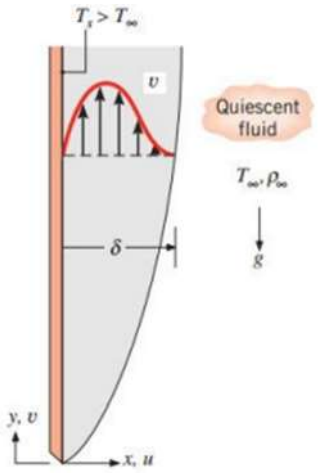


Figure IV-5 : Développement de la couche limite dynamique sur une plaque verticale chauffée.

Où $\frac{dp_\infty}{dy}$ est le gradient de pression hors de la couche limite dans la zone de repos. Dans cette zone v = 0 ce qui transforme l'équation (IV.5) comme suit :

$$-\frac{dp_\infty}{dy}=\rho_\infty g \qquad \text{(IV.6)}$$

A partir de l'équation (IV.5) et l'équation (IV.6) on trouve l'équation suivante :

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=\frac{g(\rho_\infty-\rho)}{\rho}+\nu\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad \text{(IV.7)}$$

Le premier terme du côté droit de l'équation (IV.7) est la force de flottabilité et l'écoulement apparaît parce que la densité ρ est une variable. Si les variations de la masse volumique sont dues uniquement aux variations de la température, le terme peut être relié à une propriété de fluide connue comme coefficient de dilatation volumique :

$$\beta=-\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p \quad \text{(IV.8)}$$

Cette propriété thermodynamique du fluide fournit une mesure de la variation de la masse volumique en réponse à un changement de température à pression constante. Si elle est exprimée sous la forme approximative suivante :

$$\beta\approx-\frac{1}{\rho}\frac{\Delta\rho}{\Delta T}=-\frac{1}{\rho}\frac{\rho_\infty-\rho}{T_\infty-T} \quad \text{(IV.9)}$$

Il peut être déduit que :

$$(\rho_\infty-\rho)\approx\rho\beta(T-T_\infty) \quad \text{(IV.10)}$$

Cette simplification est connue comme l'approximation de Boussinesq et elle est valable tant que $\Delta T\ll T_\infty$. En remplaçant dans l'équation (IV.7), l'équation de la quantité de mouvement selon oy devient :

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=\rho\beta(T-T_\infty)+\nu\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad \text{(IV.11)}$$

Avec cette simplification, les équations gouvernantes régissant le problème de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire inclinée d'un angle β, sont données ci-dessous dans le cas 3D :

- Equation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \quad \text{(IV.12)}$$

- Equations du bilan de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)-g\beta(T-T_0)\cos\beta \quad \text{(IV.13)}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w.\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)-g\beta(T-T_0)\sin\beta \quad \text{(IV.14)}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z}+\nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad \text{(IV.15)}$$

- Equation de conservation de la quantité d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad \text{(IV.16)}$$

IV.4.4 Différentes propriétés géométriques et physiques du capteur

IV.4.4.1 Caractéristiques géométriques du capteur

Les caractéristiques géométriques du capteur plan adopté pour notre étude sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau IV-3 : Données géométriques associées au capteur.

Longueur du capteur	0.5 m
Largeur du collecteur	0.25 m
Epaisseur de la vitre	0.002 m

IV.4.4.2 Propriétés thermo physique et optique

Les propriétés physiques de l'air sont choisies en fonction de la température ambiante moyenne de chaque mois, sont données dans le tableau suivant :

Tableau IV-4 : Propriétés physiques de différentes composant du capteur.

	Propriétés physiques de l'air a T_{amb}				
Mois	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(J/kg.K)$	$\lambda(W/m.K)$	Pr	$\mu(kg/m.s)$
Janvier	1.2472	1006.63	24.828	0.717	$1.754\ 10^{-5}$
Avril	1.2225	1006.73	0.0252	0.717	$1.799\ 10^{-5}$
Juillet	1.0385	1008.47	0.0290	0.707	$2.0356\ 10^{-5}$
Octobre	1.1935	1006.86	0.0257	0.713	$1.8230\ 10^{-5}$

Les propriétés optiques sont présentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV-5 : Propriétés optique.

Parois solides	ε	α	K	n
La vitre (verre)	0,812	0,188	17,46	1,526
L'absorbeur (aluminium)	0,2	0,8	-	-

La détermination de la quantité de rayonnement mensuel reçue par l'absorbeur a été effectuée à partir de l'équation III.2. Le tableau suivant présente la valeur du rayonnement reçu par l'absorbeur et l'angle d'inclinaison pour chaque mois étudié.

Tableau IV-6 : Rayonnement absorber par l'absorbeur et l'angle d'inclinaison pour les différents mois sélectionné.

Mois	Janvier	Avril	Juillet	Octobre
$\bar{S}\ (W/m^2)$	278,2405	191,4589	217,2230	226,6870
$\beta_{opt}(°)$	60	25	05	45

IV.4.5 Configuration étudier

La configuration examinée concerne une cavité parallélépipédique fermée, inclinée à un angle β. Elle se compose d'une paroi inférieure, constituée de l'absorbeur chauffé avec une densité de flux constant, de parois latérales isolantes et d'une paroi supérieure en verre d'une épaisseur de 4 mm. Cette dernière échange de la chaleur avec le milieu ambiant par des flux convectifs et radiatifs (condition mixte).

La figure suivante montre les différentes conditions aux limites et dimensions de la géométrie étudier :

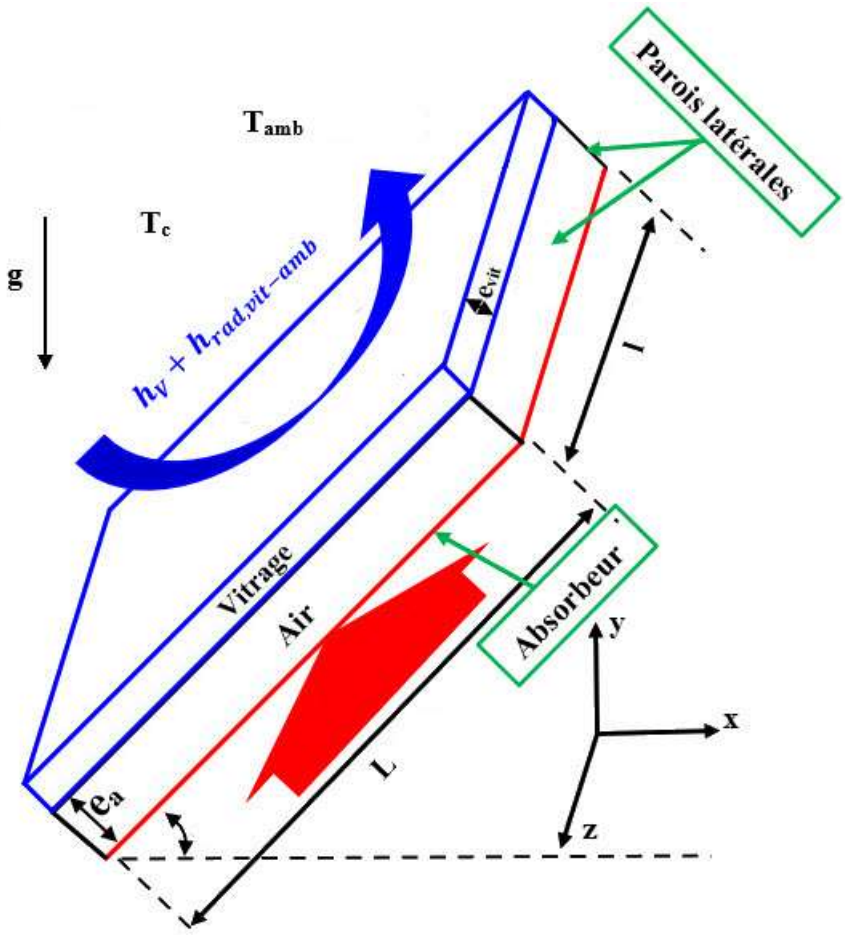


Figure IV-6 : Illustration des différentes conditions aux limites et des dimensions de la géométrie étudiée.

Pour étudier l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement thermique au sein de la cavité, nous avons fait varier cette épaisseur autour de l'épaisseur critique $e_{a,C}$ obtenue à partir du nombre de Rayleigh critique Ra_C, donné par la formule suivante :

$$Ra_C = \frac{1708}{\cos\beta} \qquad \text{(IV.13)}$$

Le tableau suivant présente la valeur de $e_{a,C}$ et Ra_C pour chaque mois étudié.

Tableau IV-7 : le nombre de Raleigh critique et l'épaisseur critique

Mois	Janvier	Avril	Juillet	Octobre
$\boldsymbol{Ra_C}$	3416	1884,5694	1714,5242	2415,4767
$\boldsymbol{e_{a,C}}$ $(\boldsymbol{m})$	0,00703	0,00685	0,00787	0.00720

Il est à noter que dans cette étude, nous utiliserons le nombre de Rayleigh modifié, qui est donné comme suit :

$$Ra_m = \frac{g\ \beta\ q\ e_a^4}{\nu\ \alpha\ \lambda} \qquad \text{(IV.14)}$$

IV.4.6 Simulation numérique

La simulation numérique a été faite avec l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) de Patanckar (Patankar, 1980) pour le couplage pression vitesse ; alors que pour la discrétisation du terme de pression, il est conseillé d'utiliser le schéma PRESTO (ANSYS, 2020). Par ailleurs, le schéma de deuxième ordre amont (second order upwind) a été utilisé pour les autres termes. Le modèle Discrete Ordinates (Dos) a été utilisé pour modéliser le transfert de chaleur radiatif.

IV.4.7 Indépendance de maillage

Afin de choisir de meilleures grilles, des maillages affinés au voisinage des parois solides ont été créés avec le logiciel Gambit pour une bonne observation des profils de température et de vitesse. De même, pour réduire les temps des calculs et en même temps de s'assurer de leurs précisions, un test de convergence a été fait pour le cas où l'épaisseur de la lame d'air est égale à 15 mm comme représenté dans la figure IV-7.

D'après cette figure qui montre comment la température moyenne de l'absorbeur change selon différentes grilles, on remarque que la température moyenne stable à partir de la grille 956431. Pour garantir une bonne précision tout en réduisant le temps de calcul, on a donc choisi d'utiliser la grille 956431.

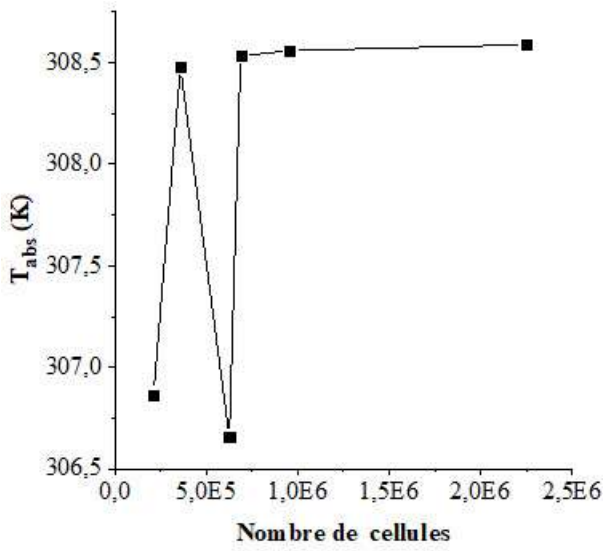


Figure IV-7 : Evolutions de la température moyenne de l'absorbeur en fonction du nombre de cellules pour une épaisseur de 15 mm.

IV.4.8 Validation

Pour valider le modèle mathématique, nous avons comparé le coefficient d'échange global Ut obtenu numériquement à partir de l'équation III.36 avec celui obtenu à partir de la corrélation développée par Klein. Cette dernière est exprimée comme suit :

$$U_t = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{abs}} \left[\frac{(T_{abs} - T_{amb})}{N + f} \right]^{0.252}} \right)^{-1} + \frac{\sigma (T_{abs} + T_{amb})(T_{abs}^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs} + 0.00591 N h_v} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_{abs}}{\varepsilon_{vit}} - N} \qquad \text{(IV.15)}$$

- N = nombre de vitre
- $f = (1 + 0{,}089 h_v - 0{,}01166 h_v \varepsilon_{abs})(1 + 0{,}07866 N)$
- $C = 520(1 - 0{,}000051 \beta^2)$

La comparaison a été effectuée pour une gamme d'épaisseurs allant de 2 à 15 mm, avec un pas de 2 mm. La validation a été réalisée pour le mois de janvier avec un angle de 35°. La figure suivante montre l'évolution du coefficient d'échange total en fonction de l'épaisseur de la lame d'air.

A partir de cette figure en remarque un bon accord entre les résultats numérique et celles obtenu par la corrélation de Klein avec une différence moyenne de 3%.

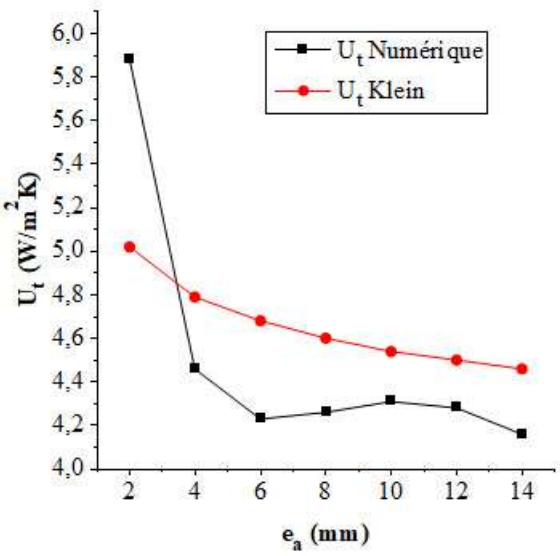


Figure IV-8 : Evaluation de coefficient des pertes thermiques globales en fonction de l'épaisseurs de la lame d'air.

IV.4.9 Effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement thermique

Dans cette partie, nous faisons varier l'épaisseur de la lame d'air autour de la valeur critique $e_{a,c}$ afin de réduire le temps de calcul et de garantir la détection de la zone de transition entre le régime conductif et le régime convectif. Dans un premier temps, et afin de comprendre l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement thermique, nous avons choisi le cas du mois d'octobre (période hivernale). Cette approche permet de fournir une vue d'ensemble des autres cas et de comprendre comment déterminer l'épaisseur optimale de la lame d'air.

Pour montrer l'effet de l'épaisseur de la lame d'air sur le comportement de l'écoulement, les lignes de courant sur des plans transversale à mi-x et longitudinale à mi-z pour différente épaisseur de la lame d'air pour le cas du mois de janvier sont représentées respectivement sur les figures IV.9 et IV.10

Il est bien connu que lorsqu'un gradient thermique vertical est appliqué à une cavité horizontale (le bas est chauffé tandis que le haut est refroidi), le fluide reste au repos jusqu'à ce que le nombre de Rayleigh dépasse une valeur critique. Lorsque la cavité est inclinée, on a la coexistence des gradients thermiques horizontal et vertical ; dans ce cas la convection naturelle s'installe instantanément. En effet, le fluide près de la paroi chauffée s'échauffe et devient plus léger, il descend le long de la paroi chauffée puis se refroidit près de la paroi froide et redescend. Ainsi, nous avons la formation d'une grande cellule dans la cavité.

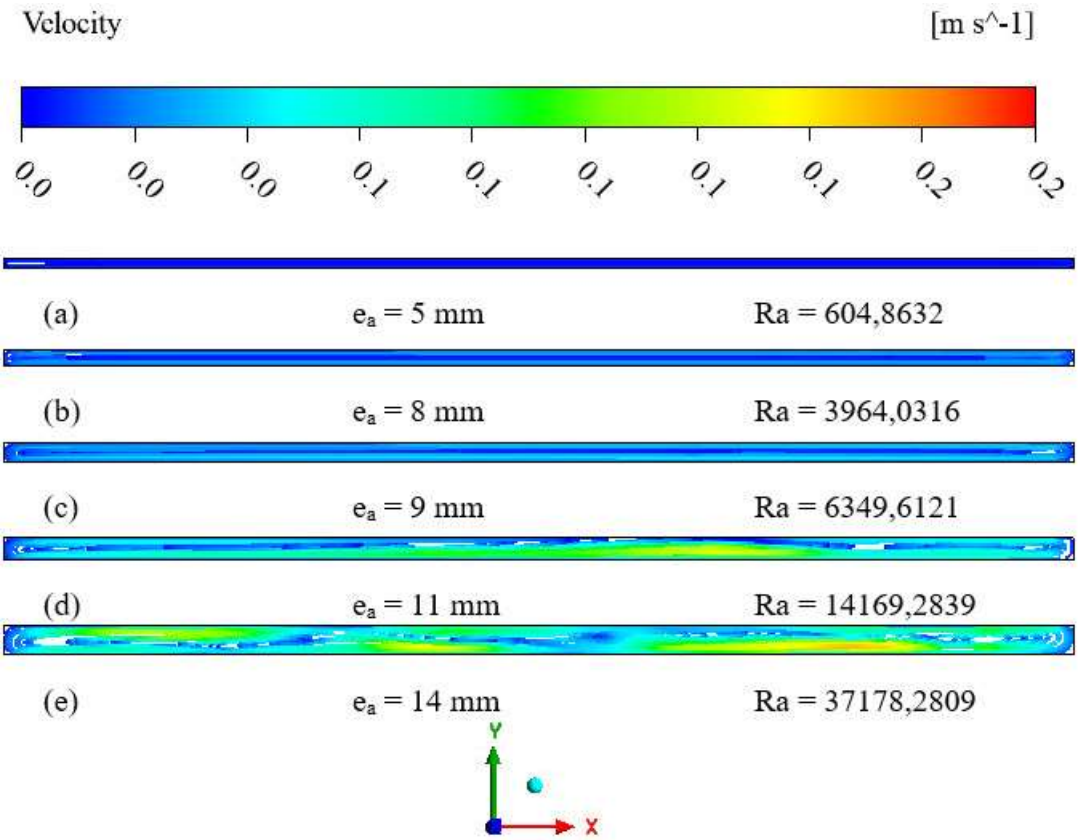


Figure IV-9 : Lignes de courant dans des sections longitudinales à mi-z et pour différentes épaisseurs de la lame d'air.

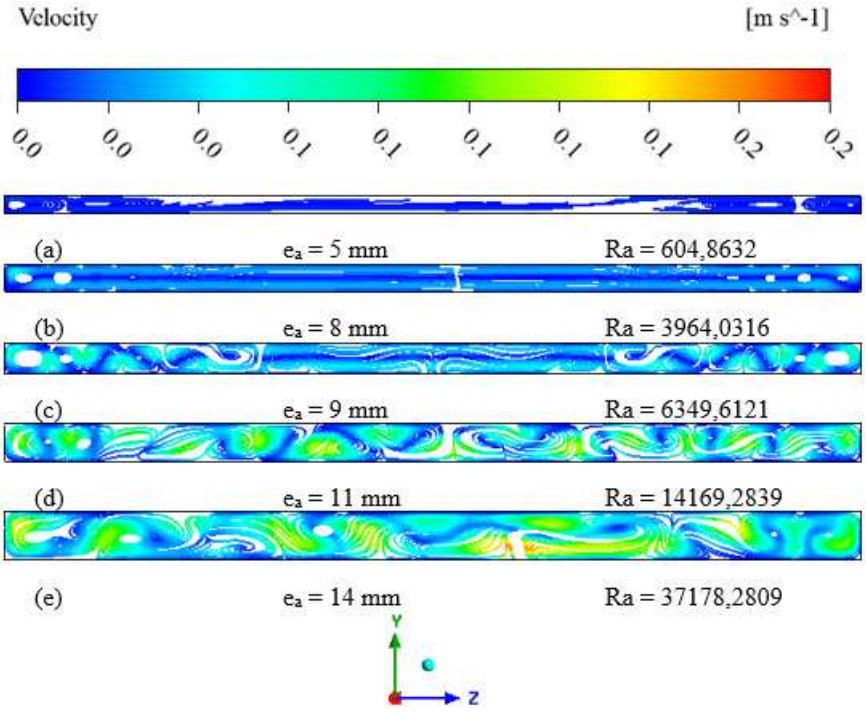


Figure IV-10 : Lignes de courant dans des sections transversales à mi- x et pour différentes épaisseurs de la lame d'air.

Il apparaît que pour les petites épaisseurs (e_a = 5 mm) c'est à dire pour les petits nombres de Rayleigh (Ra = 605), la structure de l'écoulement est constituée d'une grande cellule. Le fluide chaud remonte la paroi chauffée (absorbeur) puis descend le long de la paroi froide (vitrage), ce qui donne un écoulement strictement bidimensionnel, figure IV.9 (a). D'autre part l'écoulement suivant l'axe z est presque nulle comme représenté dans la figure IV.10 (a). Ceci apparait clairement dans la figure IV.11 qui représente la vitesse z dans des sections transversales à mi-x où on remarque que l'écoulement pour l'épaisseur 5 mm est presque nulle par rapport aux autres cas.

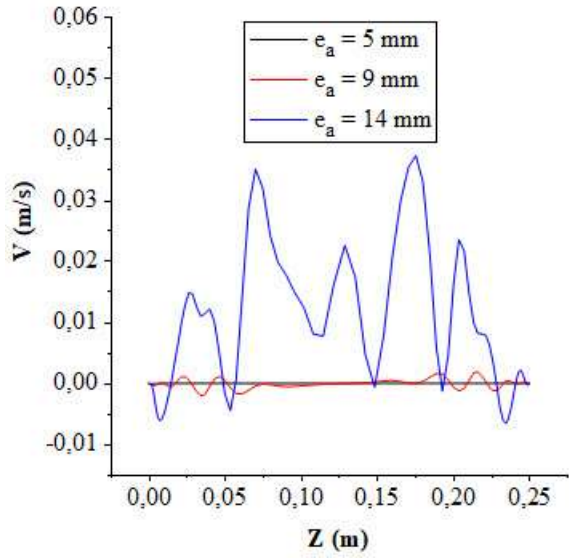


Figure IV-11 : Vitesse-z locale dans des sections longitudinales à mi-x pour différentes épaisseurs de la lame d'air.

Quand l'épaisseur de la lame d'air augmente (e_a> 5 mm), on remarque l'apparition d'un écoulement suivant l'axe z comme montré par la figure IV.10 (b) et la figure IV-11. Cet écoulement se développe avec l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air sous forme de rouleaux placés sur tout l'axe z (rouleaux de Rayleigh Benard). Ces rouleaux apparaissent clairement pour e_a = 11 mm, (Figure IV.10 (d)) avec une structure uniforme. Lorsque, l'épaisseur continue à augmenter, l'écoulement perd sa périodicité et devient chaotique comme représenté dans les figures IV.9 (d) et IV.10 (d).

Le type d'écoulement du fluide dans la lame d'air exerce un effet significatif sur le mode de transfert de chaleur, c'est-à-dire sur la température de l'absorbeur, comme le montre la figure IV.12 (a). En effet, cette dernière illustre que, dans la plage des faibles épaisseurs de la lame d'air (5-9 mm), la température moyenne de l'absorbeur augmente avec l'épaisseur, car la résistance thermique entre l'absorbeur et le vitrage s'accroît avec l'augmentation de l'épaisseur.

Dans cette plage d'épaisseurs, le nombre de Nusselt moyen est de 1,12, ce qui indique que la conduction reste prédominante. À mesure que l'épaisseur de la lame d'air augmente, le nombre de Nusselt moyen dans la plage d'épaisseurs (10-12 mm) atteint 1,4, ce qui montre que la convection devient alors dominante. À partir de 12 mm, une chute de température est observée jusqu'à une épaisseur de 14 mm, en raison de la domination de la convection. Le nombre de Nusselt moyen dans la plage des épaisseurs (13-15 mm) atteint alors 2,02.

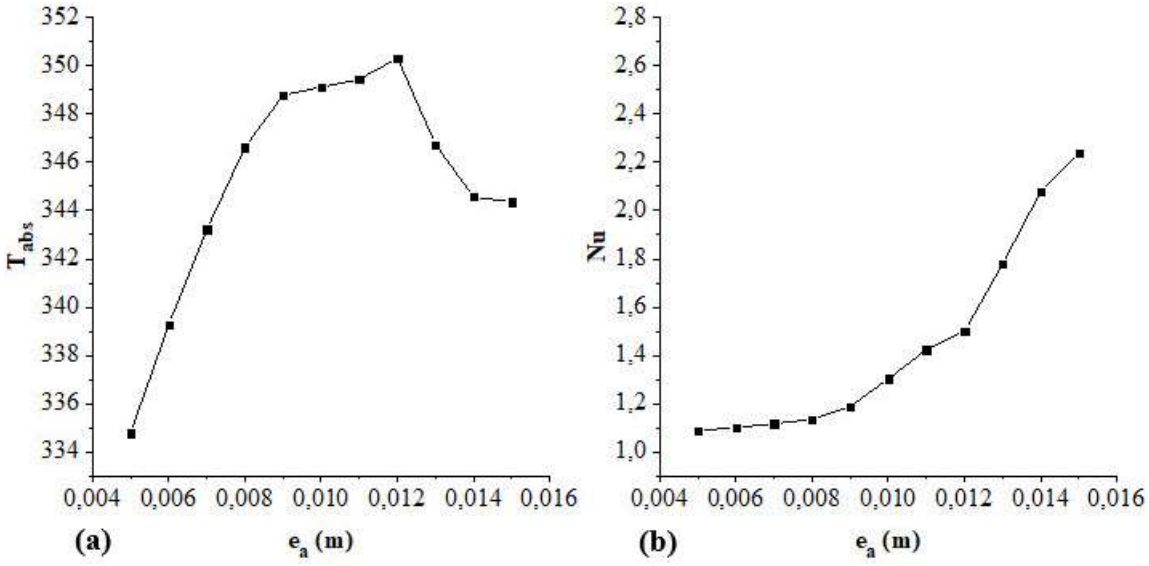


Figure IV-12 : Température moyenne de l'absorbeur (a) et le nombre de Nusselt moyen (b) en fonction de l'épaisseur de la lame d'air.

Ainsi, ces résultats montrent que l'utilisation d'une épaisseur élevée de la lame d'air entraîne une augmentation des pertes convectives dans la partie supérieure du capteur solaire. Il convient donc de choisir la valeur de cette épaisseur au point de transition entre la zone où le mode de transfert thermique convectif est dominant et celle où le mode convectif devient prédominant.

IV.4.10 Epaisseur optimale pour la région de Tébessa

Après avoir étudié le mécanisme de transfert de chaleur dans la lame d'air et compris comment il affecte le comportement thermique, nous avons cherché à déterminer l'épaisseur optimale pour chaque mois représentant une saison pour la région de Tébessa. Dans la figure suivante, nous avons tracé le coefficient d'échange convectif en fonction de l'épaisseur de la lame d'air pour chaque mois.

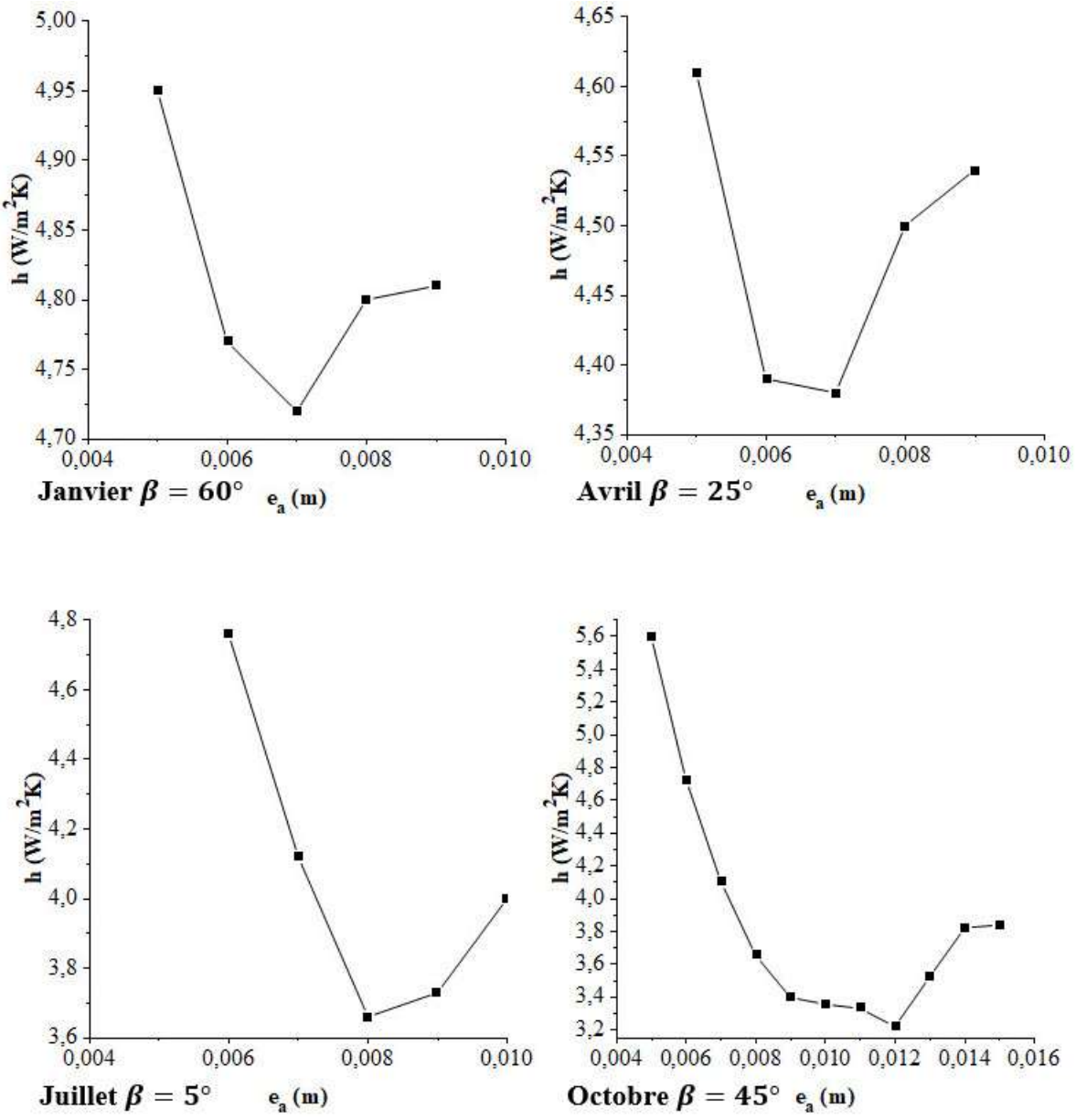


Figure IV-13 : Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de l'épaiseur de la lame d'air pour différent mois du l'année

La figure IV-13 montre que chaque mois de l'année, représentant une saison, a une valeur minimale du coefficient d'échange. Cette valeur correspond à l'épaisseur optimale où le transfert de chaleur convectif est minimal et où l'isolation thermique entre l'absorbeur et la vitre est maximale.

À partir de ces résultats, on remarque que l'épaisseur optimale pour les mois de janvier et avril est de 7 mm, tandis que pour le mois de juillet, elle est égale à 8 mm. Par ailleurs, l'épaisseur optimale pour le mois d'octobre est de 12 mm. En conclusion, l'épaisseur optimale à choisir pour la région de Tébessa est d'environ 7 mm, car elle représente l'épaisseur idéale pour deux saisons (hiver et printemps) et est proche de la valeur obtenue pour les mois de juillet

et avril. En revanche, pour la saison automnale, ce choix pourrait entraîner une augmentation des pertes thermiques. Toutefois, il était nécessaire de choisir cette épaisseur, car la plupart des valeurs pour les différentes saisons se situent autour de 7 mm.

IV.5 Conclusion

Ce chapitre est divisé en trois parties essentielles. Dans la première, nous avons présenté la région étudiée, qui est la wilaya de Tébessa. La deuxième partie est consacrée à la détermination de l'angle d'inclinaison optimal pour chaque mois de l'année. Par ailleurs, la troisième partie est dédiée à la détermination de l'épaisseur optimale de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire plan incliné à un angle β. Les résultats de cette étude montrent que l'utilisation de l'approche $\beta = L$ donne un bon rendement en ce qui concerne le rayonnement reçu par le vitrage, comparé aux approches $\beta = L + 15°$ et $\beta = L - 15$. Les résultats montrent également que l'épaisseur optimale pour la région de Tébessa est de 7 mm.

V.CONCLUSION GENERALE

Ce mémoire a abordé de manière approfondie l'optimisation des capteurs solaires thermiques, en mettant l'accent sur les capteurs solaires plans, un élément clé dans la production d'énergie solaire. L'étude a permis de mettre en évidence l'importance d'une approche holistique pour maximiser leur efficacité, en tenant compte de divers facteurs comme l'angle d'inclinaison et la gestion des pertes thermiques.

À travers l'analyse du rayonnement solaire, l'optimisation de l'angle d'inclinaison pour la région de Tébessa, et l'étude de l'épaisseur optimale de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre, nous avons démontré que ces paramètres jouent un rôle crucial dans la performance des capteurs solaires. En utilisant des outils logiciels avancés, tels que Meteonorm et Ansys Fluent, nous avons pu déterminer les configurations idéales qui permettent de maximiser le rendement des capteurs solaires en fonction des conditions climatiques spécifiques à cette région.

Les résultats obtenus confirment que l'optimisation des capteurs solaires n'est pas seulement une question de conception technique, mais aussi de compréhension des conditions environnementales locales. Les approches basées sur l'utilisation d'angles d'inclinaison mensuels optimaux et d'épaisseurs de lame d'air adaptées permettent d'améliorer significativement les performances des capteurs solaires.

Enfin, ce mémoire souligne la nécessité de poursuivre les recherches pour affiner les modèles de simulation, ainsi que pour intégrer de nouveaux matériaux et technologies qui pourraient encore réduire les pertes thermiques et augmenter l'efficacité des capteurs solaires. Dans un contexte où la transition énergétique est plus que jamais une priorité mondiale, les résultats de cette étude constituent une base solide pour la mise en place de solutions énergétiques durables et efficaces, contribuant ainsi à la réduction de la dépendance aux énergies fossiles et à la promotion de l'énergie solaire comme source primaire d'énergie renouvelable.

VI. REFERENCES

[1] https://youmatter.world/fr/definition/energies-renouvelables-definition/

[2] BOUMEDIENE-NADA, Etude des performances d'un collecteur solaire plan incliné, FACULTE TECHNOLOGIE Département Génie Mécanique, 2022/2023.

[3] Zahouani belkhir, Étude numérique d'un capteur solaire plan à simple passe avec Rugosité, Faculté des Sciences et de la Technologie Département des Sciences et de la Technologie, 2016/2017.

[4] Bernard Bourges, Michel Albuisson, Lucien Wald, Didier Mayer, (1998), Le gisement solaire dans le cas des applications photovoltaïques : Données récentes et nouveaux outils, Communication dans un congrès.

[5] BELAID MOUFFOK Abd El Ilah & BENAOUDA Ihab, Bilan énergétique d'un capteur solaire plan à air, Faculté de TECHNOLOGIE Génie mécanique, 2020/2021.

[6] Melle MEZIANI Fariza, En vue de l'obtention du diplôme de Magister en électronique Option télédétection, FACULTE DE GENIE ELECTRIQUE ET DE L'INFORMATIQUE DEPARTEMENT D'ELECTRONIQUE.

[7] HELALI KAMELIA, Modélisation d'une cellule photovoltaïque : Etude Comparative, FACULTE DE GENIE ELECTRIQUE ET DE L'INFORMATIQUE DEPARTEMENT D'ELECTRONIQUE, 25/06/2012.

[8] DEHIRI Zohra, Etude numérique d'un capteur solaire thermique plan dans la région de Boussaasa, FACULTE DES SCIENCES DEPARTEMENT DE PHYSIQUE ,2017/1018.

[9] TABET Ismail, Étude, Réalisation et simulation d'un capteur solaire, FACULTE DES SCIENCES EXACTES DEPARTEMENT DE PHYSIQUE, 19 /01 /2016.

[10] Nabil Belmabrouk, Modélisation et simulation du comportement thermique transitoire d'un capteur solaire plan à air, Faculté des Sciences et de la Technologie Département de GénieMécanique, mercredi 10 juillet 2019.

[11] Zineddine Mohammed Salah, Etude théorique d'un capteur solaire plan à air, Faculté des Sciences et de la Technologie Département des Sciences de la Matière, 2020/2021.

[12] RAMDANI Hamza, Etude d'un Capteur Solaire Photovoltaïque/Thermique à Base de Nano-fluide, Faculté des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique, 2015/2016.

[13] https://mypower.engie.fr/conseils/energie-solaire/informations-solaires/capteur-solaire-role-types-fonctionnement-performance.

[14] Duffie, J.A. & Beckman, W.A. (2013).

[15] https://solarscreen.eu/fr/blog/can-you-see-through-reflective-window-tint#quest-ce-que-le-film-reflechissant-et-comment-fonctionne-t-il.

[16] M. Jakob. Heat Transfer. New York: Wiley, 1949.

[17] J. N Arnold, I. Catton, and D. K. Edwards. "Experimental Investigation of Natural Convection in Inclined Rectangular Region of Differing Aspects Ratios." ASME Paper No. 75-HT-62, 1975.

[18] K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby, and L. Konicek. "Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers." Journal of Heat Transfer 98 (1976), pp. 189–193

[19] BAHAZ Abdelwahab et ZERARA Kouaider, Détermination des inclinaisons optimales des capteurs solaires pour la ville de Ghardaïa et Tamanrasset, Détermination des inclinaisons optimales des capteurs solaires pour la ville de Ghardaïa et Tamanrasset, 2017/2018.

[20] M. Koussa1*, A. Malek1et M. Haddadi2, (2007), Apport énergétique de la poursuite solaire sur deux axes par rapport aux systèmes fixes. Application aux capteurs plans, Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°4, 515 – 537.

[21] Solar Energy Engineering : Processes and Systems, Second Edition Soteris, A. Kalogirou.

[22] Ekadewi A. Handoyoa, Djatmiko Ichsania, Prabowoa, (2013), The optimal tilt angle of a solar collector, Energy Procedia, 32, 166–175.

[23] Mehmet Ali Kallioğlu, Aydın Durmuş, Hakan Karakaya, and Adem Yılmaz, (2019), Empirical calculation of the optimal tilt angle for solar collectors in northern hemisphere, Energy Sources, Part A : Recovery, Utilization, and Environmental Effects.

[24] Haixiang Zang, Mian Guo, Zhinong Wei and Guoqiang Sun, (2016), Determination of the Optimal Tilt Angle of Solar Collectors for Different Climates of China, Sustainability,8(7),654.

[25] Ashraf K. Abdelaal1 & Attia El Fergany, (2023), Estimation of optimal tilt angles for photovoltaic panels in Egypt with experimental verifcations, Scientifc Reports, 13,3268.

[26] Charaf-Eddine Bensaci1, Adnane Labed1, Miloud Zellouf Abdelhafid Moummil, (2017), Numerical study of natural convection in an inclined enclosure : application to flat plate solar collectors, MATHEMATICAL MODELLING OF ENGINEERING PROBLEMS,4(1),1-6.

[27] M. AL-Khaffajy and R. Mossad, (2011), Optimization of the Air Gap Spacing In a Solar Water Heater with Double Glass Cover, 9TH AUSTRALASIAN HEAT AND MASS TRANSFER CONFERENCE - 9AHMTC MONASH UNIVERSITY, Melbourne, Victoria, Australia.

[28] H Ambarita1, Numerical study on natural convection between double glasses top cover of a flat plate solar collector, (2018), Numerical study on natural convection between double glasses top cover of a flat plate solar collector, IOP Conference Series : Materials Science and Engineering, 309, 012005.

[29] Fatima Zohra Ferahta and Cherifa Abid, (2020), Effect of Coupling Radiation Convection on Heat Transfer in the air gap of a Solar Collector, MATEC Web of Conferences 330, 01018.

[30] F.Z. Ferahta, S. Bougoul, M. Médale and C. Abid, (2012), Influence of the Air Gap Layer Thickness on Heat Transfer Between the Glass Cover and the Absorber of a Solar Collector, FDMP - Fluid Dynamics & Materials Processing, 8(3), 339–351.

[31] Ce document décrit les notions de base de la dynamique des fluides numérique (CFD) et son utilisation dans ANSYS FLUENT pour les applications d'ingénierie. Il explique les équations fondamentales de la dynamique des fluides, les approches analytique, expérimentale et numérique pour résoudre les problèmes d'écoulement des fluides, ainsi que les fonctionnalités et l'utilisation d'ANSYS FLUENT.

[32] https://www.inex.fr/methodes-et-simulations-cfd/bet-simulation-cfd/comprendre-la-mecanique-des-fluides/les-differentes-etapes-dune-etude-cfd.

[33] Cours de : CFD et logiciels,2ème année Master Installations Energétiques et Turbomachines, Dr. Yacine KAHIL 2020/2021.

[34] UTILISATION DES LOGICIELS EN CFD, Cours pour Master Propulsion Aéronautique.

[35] FENNANE Sara, INITTIATION A LA SIMULATION NUMERIQUE DES ECOULEMENTS DE FLUIDES (CFD) INTERODUCTION A ANSYS FLUENT, Faculté des Sciences Département de physique, 2020-2021.

[36] CHAPITREII : METHODES NUMERIQUES ET CARACTERISTIQUE D'ECOULEMENT ET PRESENTATION DES CFD.