

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Ecole Nationale Polytechnique



Mémoire de Magister  
en Génie Mécanique  
Option : Energétique

Thème

**Contribution A l'étude thermique et  
numérique d'un capteur solaire  
plan**

Présenté par : CHERRAD Mohammed Elamine

Soutenu le 26 juin 2014 devant le jury :

Président : Saïd Rechak

Rapporteur : Arezki Smaili

Examineur : Belkacem kebli

Examineur : Adel Ghenaiet

Professeur E.N.P

Professeur E.N.P

Professeur E.N.P

Professeur USTHB

**ENP 2014**

**ملخص :** العمل المنجز يتضمن دراسة الانتقال الحراري لانيوب الامتصاص الخاص بمجمع الطاقة الحرارية المستوي لتسخين الماء, لهذا الغرض يتم عرض المعادلات التي تحكم المشكلة , ولحل هذه المعادلات بشكلها الرياضي نستعمل برنامج محاكاة CFD. ومن اجل تحسين اداء النظام وتقليل ضياع الطاقة الحرارية يتم استخدام نموذج مبسط لابرار النتائج وتحليلها. نتائج المحاكاة التي تما عرضها و مناقشتها تتضمن التوزيع الحراري للمائع الماصة,الصفحة الماصة و الغطاء الزجاجي , المردود الحراري و التاتيرات الخصائص الهندسية(زاوية الميلان , عدد الانابيب) على فاعلية المجمع الحراري. في النهاية يتم عمل مقارنة بين نتائج نموذج مبسط و برنامج محاكاة CFD

**الكلمات المفتاحية:** مجمع الطاقة الحرارية المستوي, تحليل حراري , محاكاة عددية , الطاقة شمسية

**Summary:** This thesis deals with numerical investigation of thermal performance of a Solar Flat Plate Collector. Navier-Stokes and energy equations are used to govern the fluid flow and heat transfer through Solar Flat Plate Collector (the water pipe, absorber plate, the air gap in-between the absorber plate and the glass top ,and water ).The resulting mathematical model has been solved by using finite volume method through a CFD code. Also, a simplified model derived from energy balance has been considered in this study. The simulation results including the temperature distribution of the heat transfer fluid,as well as the distributions of temperature in the absorber and the glass,the thermal efficiency of the solar collector, and the effects of the collector geometrical-parameters (the inclination angle of the collector, the number of tubes ) on the solar collector performance have been presented and discussed.

At the end a comparison have been done between the results of simplified model and numerical model.

**Keywords:** *Solar Flat Plate Collectors, Thermal analysis, Numerical simulation, Solar energy*

**Résumé :** Ce mémoire consiste en l'étude numérique de performance thermique du capteur solaire plan à eau .Pour ce faire, les équations de Navier-Stokes et d'énergie gouvernant respectivement l'écoulement et le transfert de chaleur à travers le capteur solaire(la vitre ,l'espace d'air,la plaque d'absorbeur , le tube d'absorbeur et l'eau) ont été considérées. Le modèle mathématique résultant a été solutionné par la méthode des volumes finis en utilisant un code CFD. Egalement, un modèle simplifié établi à partir de l'équation du bilan énergétique applique au capteur solaire plan a été considère dans cette étude. Les résultats de simulation incluant les distributions de température du fluide caloporteurainsi que les distributions de température dans l'absorbeur et la vitre, le rendement thermique et les effets des paramètres géométriquesd'un capteur solaire (l'angle d'inclinaison du capteur, le nombre de tube) sur la performance du capteur solaire ont été présentés et discutés. Enfin des comparaisons ont été faites entre les résultats obtenus par le modèle simplifié et ceux du modèle numérique(CFD),

**Mots clés :** *Capteur solaire plan , Analyse thermique, Simulation numérique, Energie solaire*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à:*

*Ma source de tendresse, l'être la plus chère dans le monde,  
la femme la plus patiente , ma très chère mère.*

*Mon idéal, l'être le plus généreux, mon très cher père tous  
leurs sacrifices.*

*Ma très chère grand-mère*

*Mes frères et mes sœurs.*

*Toute ma famille.*

*Mes collègues d'étude et en particulier :*

*YOUCEF, ABDELGHANI,*

*BLKASM ,MAHMOUD*

# REMERCIEMENTS

*Tout d'abord je remercie infiniment le bon dieu puissant de la bonne santé, la volonté et la patience qu'il m'a donné tout le long de mes études.*

*Je présente mes sincères remerciements avec mes profonds respects à mon directeur de recherche **M. Arezki SMAILI**,  
pour son suivi,  
sa patience, ses conseils et son aide, tout au long  
de la réalisation de ce modeste travail.*

*Un merci spécial va à mes chers enseignants.*

*Je tiens à remercier aussi les membres de jury.*

*Enfin, ma gratitude est aussi acquise à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.*

# TABLE DES MATIÈRES

**Résumé**

**Liste des tableaux**

**Liste des figures**

**Nomenclature**

**INTRODUCTION GENERALE** 13

## **CHAPITRE 1: GENERALITES**

I.1.INTRODUCTION 17

I.2. LE SOLEIL 17

I.2.1. Présentation générale 17

I.3. L'ENERGIE SOLAIRE 19

I.3.1. Origine 19

I.3.2. Caractères particuliers 20

I.4. LE RAYONNEMENT SOLAIRE 20

I.4.1.Atténuation du rayonnement dans l'atmosphère 21

I.4.2.La constante solaire 22

I.4.3. Le rayonnement solaire direct 23

I.4.4. Le rayonnement solaire diffus 24

I.4. 5. Le rayonnement global 24

I.5. CALCUL DE LA POSITION DU SOLEIL 25

I.5.1. Les paramètres de position 25

a. Les coordonnées géographiques 25

b. Les coordonnées célestes horizontales 25

c. Les coordonnées célestes horaires 26

I.6. LES PARAMETRES DE TEMPS 27

I.7.EFFET DE SERRE 28

I.8. CAPTATION 28

I.8.1.Le corps noir 28

I.8.2.Techniques de Captation. 29

I.9. PRODUCTION DE L'EAU CHAUDE PAR LES SYSTEMES SOLAIRESE 30

I.9.1. Les fonctions d'un système solaire thermique 31

A.Les capteurs solaires 32

B. Les capteurs non vitrés 32

C. Les capteurs sous vide :	32
D. Les capteurs solaires plans	33
I .10. POTENTIEL SOLAIRE EN ALGERIE	35
I.11.REVUE DE LA LITTERATURE	37

## **CHAPITRE 2 : MODÉLISATION MATHÉMATIQUE**

II.1. INTRODUCTION	41
II .2 DESCRIPTION DU PROBLEME	41
II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES	42
II.4.APPROXIMATION DE BOUSSINESQ	42
II.5.FORMULATION MATHEMATIQUE	43
II.5.1.Equation de continuité	43
II.5.2.Equation de conservation de quantité de mouvement	44
II.5.3.Equation d'énergie	45
II.6. LES NOMBRES ADIMENSIONNELS :	45
II.7.BILAN THERMIQUE DU CAPTEUR :	46
II.8.LES DEPERDITIONS THERMIQUES DU CAPTEUR	48
II.8.1. déperditions à l'avant du capteur :	49
II.8.2. déperditions à l'arrière et latéral du capteur :	51
II.9.RENDEMENTS D'UN CAPTEUR SOLAIRE	51
II.10.CALCUL LE RENDEMENT DE CAPTEUR SOLAIRE PLAN	52
II.10.1 Profil transversal de température	52
II.10.2 Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide	54
II.10.3 Calcul du rendement global	55
II.11. PERTE HYDRAULIQUE	56
II.12 ORGANIGRAMME DE CALCUL :	57

## **CHAPITRE 3 :METHODE NUMERIQUE**

III.1. INTRODUCTION	59
III.2. FORMULATION DE SERIES DE TAYLOR	59
III.3. METHODE DES VOLUMES FINIS	60
III.4. DISCRETISATION DES EQUATIONS	61
III.4.1. Discrétisation spatiale	62
III.4.1.1. Discrétisation du terme diffusif	62
III.4.1.2. Discrétisation du terme convectif	63

III.4.1.3 Discrétisation du terme source	63
III.5. SCHEMA DE DISCRETISATION	64
III.5.1. Schéma aux différences centrées (CDS)	64
III.5.2. Schéma Upwind (UPS)	66
III.5.3. SchémaHybride (HDS)	67
III.5.4. Schéma amont du second ordre (SOUS)	68
III.6. Algorithme SIMPLE-R (Semi –Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised)	69
III.7. MAILLAGE ET CONDITIONS AUX LIMITES	70
<b>CHAPITRE 4 :RESULTATS ET DISCUSSION</b>	
IV.1. INTRODUCTION	73
IV.2. CHOIX DU MAILLAGE DU MODELE NUMERIQUE	73
IV.3. VALIDATION DES RESULTATS	74
IV.3.1. Modèle Simplifie	75
IV.3.2. Modèle Numérique	77
IV.4.LES RESULTATS	78
IV.4.1.Modèle Simplifie	78
IV.4.2. Modèle Numérique	79
IV.5.COMPARAISON ENTRE MODELE SIMPLIFIE MODELE NUMERIQUE	84
<b>CONCLUSION GENERALE</b>	86
<b>BIBLIOGRAPHIQUES</b>	89
<b>Annexe</b>	93

## Liste des tableaux

<b>Tableau I.1</b>	Caractéristiques principales du soleil	18
<b>Tableau I.2</b>	Répartition spectrale du rayonnement thermique	20
<b>Tableau I.3</b>	Valeurs typiques des coefficients de trouble atmosphérique	23
<b>Tableau I.4</b>	la variation de la pression atmosphérique avec l'altitude	24
<b>Tableau I.5</b>	caractéristiques d'un matériau vis-à-vis d'un rayonnement	29
<b>Tableau I.6</b>	Potentiel solaire en Algérie	35
<b>Tableau II.1</b>	Caractéristiques du capteur solaire plan	42
<b>Tableau III.1</b>	Différents termes de l'équation de transport	62
<b>Tableau III.2</b>	Les conditions aux limites	71



## Liste des figures

<b>Figure I.1</b>	La structure du soleil	19
<b>Figure I.2</b>	Spectre solaire	21
<b>Figure I.3</b>	Rayonnement spectral solaire direct et diffus	22
<b>Figure I.4</b>	Variation mensuelle de la constante solaire	23
<b>Figure I.5</b>	Rayonnements diffus et direct	25
<b>Figure I.6</b>	Les coordonnées célestes horizontales	26
<b>Figure I.7</b>	Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil	26
<b>Figure I.8</b>	Variation mensuelle d'angle de déclinaison	27
<b>Figure I.9</b>	L'effet de serre	28
<b>Figure I.10</b>	Définition d'un corps noir.	29
<b>Figure I.11</b>	Schéma d'un système chauffe-eau solaire	30
<b>Figure I.12</b>	Représentation fonctionnelle	31
<b>Figure I.13</b>	Capteurs non vitrés	32
<b>Figure I.14</b>	Capteur sous vide	32
<b>Figure I.15</b>	Capteurs à concentration	33
<b>Figure I.16</b>	Capteur solaire plan	34
<b>Figure I.17</b>	Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan	35
<b>Figure I.18</b>	Capteur Z-arrangés	36
<b>Figure I.19</b>	Irradiation globale journalière reçue sur plan horizontal au mois de juin	36
<b>Figure I.20</b>	Rayonnement solaire annuel [Google image]	38
<b>Figure II.1</b>	Représentation schématique du modèle physique étudié	41
<b>Figure II.2</b>	Volume de contrôle	44
<b>Figure II.3</b>	Schéma électrique équivalent	48
<b>Figure II.4</b>	Schéma en coupe de l'absorbeur	52
<b>Figure II.5</b>	Organigramme de calcul	57
<b>Figure III.1</b>	Trois points successifs utilisés pour le développement de série de Taylor	60
<b>Figure III.2</b>	Algorithme SIMPL-R	69
<b>Figure III.3</b>	Détails du maillage utilisé	70
<b>Figure III.4</b>	les conditions aux limites.	71
<b>Figure IV .1</b>	nombre de Nusselt moyen le long de la partie chauffée (plaque d'absorbeur) $I_0 = 500\text{W/m}^2$	73
<b>Figure IV .2</b>	températures en fonction de la position	74
<b>Figure IV. 3</b>	Effet de nombre des tubes sur le rendement de collecteur d'eau A $I_0 = 500\text{W/m}^2$	75

<b>Figure IV. 4</b>	Effet de nombre des tubes sur le rapport $Q_u/H$	76
<b>Figure IV.5</b>	Distribution de la température de fluide caloporteur (l'eau) correspondant à 11h en fonction des vitesses d'entrée variable	77
<b>Figure IV. 6</b>	Distribution de la température de plaque d'absorbeur correspondant à 11h en fonction de la vitesse d'entrée variable	77
<b>Figure IV.7</b>	Rendement en fonction température moyen du fluide caloporteur a vitesse d'entrée constant ( $V=0.05$ m/s)	78
<b>Figure IV.8</b>	$T_{fm}$ et $T_{pm}$ en fonction de vitesse d'entrée a flux constant	79
<b>Figure IV.9</b>	Evaluation de rendement en fonction température moyen du fluide caloporteur a vitesse d'entrée constant ( $V=0.05$ )	80
<b>Figure IV.10</b>	Variation des températures du fluide caloporteur ( $T_f$ ) et plaque d'absorbeur ( $T_p$ ) en fonction de position pour différent flux solaire a vitesse constant ( $V=0.1$ m/s)	80
<b>Figure IV.11</b>	$T_{fm}$ et $T_{pm}$ en fonction de Vitesse d'entrée à Flux solaire constant (800 et 600 W/m <sup>2</sup> )	81
<b>Figure IV.12</b>	L'angle de flux solair incidenten fonction les températures moyen de plaque ( $T_{pm}$ ) et fluid ( $T_{fm}$ ) pour $G= 400$ W/m <sup>2</sup> et $V=0.01$ m/s	81
<b>Figure IV.13</b>	variation des températures $T_{vitre}$ , $T_{air}$ , plaque et $T_{fluide}$ en fonction l'émissivité de vitre	82
<b>Figure IV.14</b>	variation de absorptivité de plaque d'absorbeur en fonction des températures moyen ( $T_{fm}$ ) et de la sortie ( $T_e$ )	82
<b>Figure IV.15</b>	Distribution de la température sur La surface externe du plaque et de tube d'absorbeur pour $V =0.01$ m/s et $G= 400$ W/m <sup>2</sup>	83
<b>Figure IV.16</b>	Distribution de température sur la couverture du verre et du plaque d'absorbeur pour $V =0.15$ m/s et $G= 800$ W/m <sup>2</sup>	83
<b>Figure IV.17</b>	Comparaison entre les résultats de modèle simplifie et ceux de la méthode numérique	84

## Nomenclature

<b>B</b> : largeur de collecteur	[m]
<b>L</b> : Longueur total des tubes	[m]
<b>V</b> : Vitesse du fluide à l'intérieur de tube	[m/s]
<b><math>\eta</math></b> : Rendement du collecteur	
<b><math>\tau</math></b> : Coefficient de transmission de la vitre	
<b><math>\alpha</math></b> : Coefficient d'absorption	
<b><math>\beta</math></b> : Inclinaison du capteur	[degré]
<b><math>l</math></b> : longueur de tube	[m]
<b><math>\sigma</math></b> : Constante de Stefan-Boltzmann [ $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} (W/m^2 \cdot k^4)$ ]	
<b><math>\rho</math></b> : La masse volumique du fluide	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b><math>\mu</math></b> : Viscosité dynamique	[Pa. S]
<b><math>\delta</math></b> : Épaisseur d'isolation	[m]
<b><math>f</math></b> : Coefficient de perte de charge singulière	
<b><math>\dot{m}</math></b> : Débit massique du fluide caloporteur	[kg/s]
<b><math>\varepsilon_g \varepsilon_p</math></b> : Emissivité de la couverture de vitre et de plaque absorbeur	
<b><math>F'</math></b> : Facteur d'efficacité du collecteur	
<b><math>Nu</math></b> : Nombre de Nusselt	
<b><math>Pr</math></b> : Nombre de Prandtl	
<b><math>Re</math></b> : Nombre de Reynolds	
<b><math>A_c</math></b> : Surface d'ouverture du collecteur	[m <sup>2</sup> ]
<b><math>C_p</math></b> : Chaleur spécifique du fluide	[kJ/kg. K]
<b><math>D_i</math></b> : Diamètre intérieur de tube	[m]
<b><math>F_R</math></b> : Facteur de conductance du collecteur	[m]
<b><math>h_{fi}</math></b> : Coefficient de transfert thermique par convection à l'intérieur de tube	[W/m <sup>2</sup> .K]
<b><math>h_w</math></b> : Coefficient de transfert thermique par convection du au vent	[W/m <sup>2</sup> .K]
<b><math>I_o, G</math></b> : l'intensité du rayonnement solaire	[W/m <sup>2</sup> s]
<b><math>k_t</math></b> : Conductivité thermique de tube absorbeur	[W/m.K]
<b><math>k_f k_s</math></b> : Conductivité thermique du fluide et l'isolation	[W/m.K]
<b><math>l_s</math></b> : épaisseur de l'isolateur	[m]
<b><math>Q_u</math></b> : Puissance utile récupérée par le collecteur	[W]
<b><math>U_L</math></b> : Coefficient global des pertes thermiques	[W/m <sup>2</sup> .K]
<b><math>T_e</math></b> : Température d'entrée du fluide	[K]
<b><math>T_s</math></b> : Température de sortie du fluide	[K]
<b><math>T_{mp}</math></b> : Température moyenne de la plaque absorbeur	[K]



**INTRODUCTION  
GENERALE**

## INTRODUCTION GENERALE

Les sources d'énergie sont les matières premières ou les phénomènes naturels employés pour produire de l'énergie. On distingue les énergies non renouvelables (énergies fossiles et fissiles) et les énergies renouvelables.

Les réserves d'énergies non renouvelables comme le pétrole et le gaz sont difficilement accessibles (fond des océans, par exemple) et mal réparties à la surface de notre planète, et les problèmes de pollution qui sont causés par l'utilisation de ces sources d'énergie conduisent à chercher d'autres sources d'énergie. L'utilisation actuelle de l'énergie nucléaire exige une technologie développée et peut être biologiquement dangereuse. Donc les risques réels d'épuisement des sources d'énergies non renouvelables à terme nous font considérer de plus en plus les sources d'énergies renouvelables. Donc le choix des énergies renouvelables est la solution la plus convenable qui évite ces inconvénients. Les énergies renouvelables connues sont citées comme suit : les biocarburants, l'énergie géothermique, l'énergie hydroélectrique, l'énergie marémotrice, l'énergie des vagues, l'énergie éolienne et l'énergie solaire.

Les énergies renouvelables peuvent produire de l'électricité ou de l'énergie thermique sans appauvrir les ressources. Actuellement, il existe deux voies d'utilisation directe de l'énergie solaire à savoir les transformations du rayonnement en électricité et en chaleur

✚ La transformation du rayonnement en électricité : l'énergie produite dans ce cas se présente sous deux formes:

- L'énergie thermique solaire permettant de produire de l'énergie électrique par voie thermodynamique. Dans ce cas, la conversion de l'énergie solaire en électricité n'est pas directe, mais passe par l'intermédiaire des centrales thermiques solaires
- L'énergie solaire photovoltaïque où la conversion de la lumière du rayonnement en électricité est directe par le biais des cellules ou photopiles.

✚ La transformation du rayonnement en chaleur : cette énergie, dite solaire thermique, produit de la chaleur à partir du rayonnement solaire infrarouge afin de chauffer de l'eau ou de l'air. Dans ce cas ; on utilise les systèmes de capteurs solaires thermiques. C'est ce type de capteur qui sera traité dans notre travail ; on distingue les capteurs solaires à eau et à air.

Les systèmes de chauffe-eau solaires sont généralement désignés dans l'industrie sous le nom des systèmes domestiques solaires de l'eau chaude (SDHW) et c'est une technologie qui n'est pas entièrement nouvelle.

- ✚ En 2001, la Grèce tenait la 2<sup>ème</sup> place dans le monde pour m<sup>2</sup> installé par habitant [33]. Ceci est montré sur figure.1
- ✚ En Europe, l'Allemagne est le pays qui installe le plus de m<sup>2</sup> de capteur solaire thermique. La surface installée en 2005 est estimée à 855 000 m<sup>2</sup>.
- ✚ La France arrive au quatrième rang européen en nombre de m<sup>2</sup> installé en 2005 avec 165 000 m<sup>2</sup> installés dont 120 000 m<sup>2</sup> en France métropolitaine. Nouvelle réglementation thermique 2005 applicable à partir du 01 Septembre 2006 avec prise en compte de l'utilisation du solaire thermique
- ✚ En Espagne: capteurs solaires thermiques obligatoires dans les projets de construction neuve.
- ✚ La Chine est le pays dans le monde qui installe le plus de m<sup>2</sup> dans son pays. La dernière estimation table sur 10 millions de m<sup>2</sup>/an uniquement en tube sous vide. La Chine commence à exporter sa fabrication en Europe.
- ✚ L'Algérie a lancé en avril 2011 un programme afin de développer les énergies renouvelables et de promouvoir l'efficacité énergétique au niveau national notamment le solaire avec ses deux branches (thermique et photovoltaïque), dans la production d'électricité. Le programme consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de près de 22 000 MW entre 2011 et 2030 dont 12 000 MW seront dédiés à couvrir la demande nationale en électricité et 10 000 MW à l'exportation. Le Ministère algérien de l'Énergie et des mines prévoit ainsi qu'environ 40% de la production d'électricité destinée à la consommation nationale sera d'origine renouvelable d'ici 2030 (37% d'origine solaire et 3% d'origine éolienne)[32].

Ce mémoire débute par une introduction dans laquelle on présente l'objectif essentiel de cette étude, et les résumés de quelques points historiques et statistiques sur le domaine de l'utilisation de l'énergie solaire.

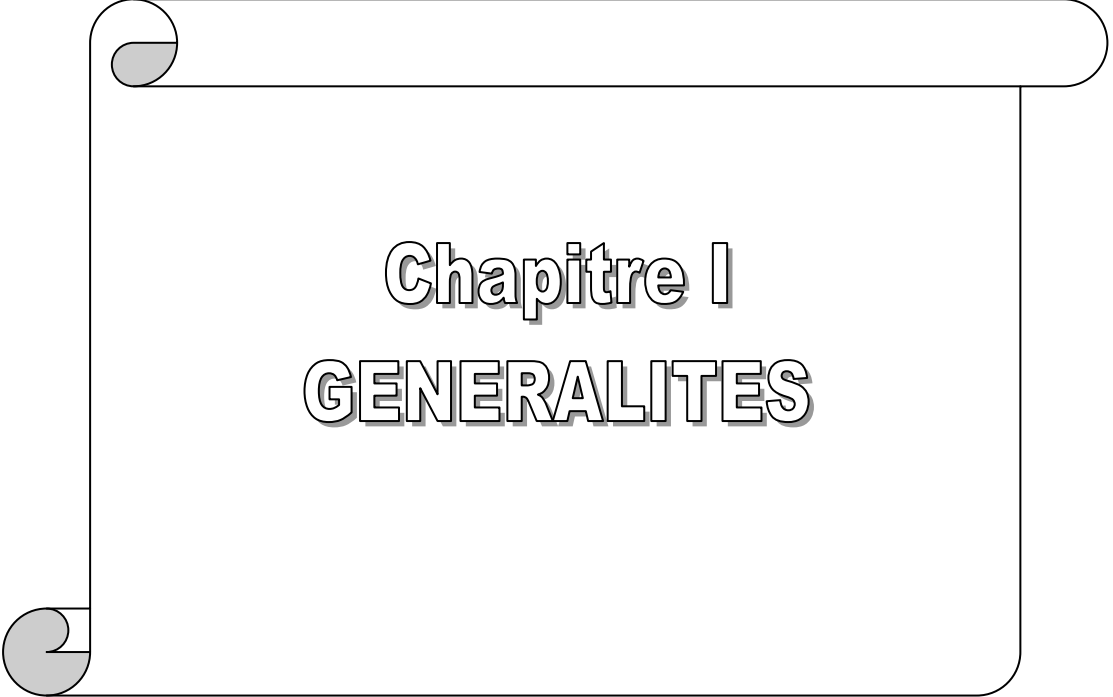
Le premier chapitre présente des généralités sur l'énergie solaire, les systèmes chauffe-eau solaire, les capteurs solaires et une revue de littérature des capteurs solaires.

Le deuxième chapitre comportera le modèle mathématique général et le modèle simplifié du notre problème physique.

Le troisième chapitre, s'intéresse à la description de la méthode des volumes finis (maillage et

discrétisation) , schéma de discrétisation et l'algorithme de résolution.

La partie la plus importante de ce mémoire, qui se trouve dans le quatrième chapitre, comporte la simulation et l'interprétation des résultats. Enfin, on présente une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.



**Chapitre I**  
**GENERALITES**



## **I.1.INTRODUCTION**

Les sources d'énergie jouent un rôle important dans le développement de l'humanité, avec l'évolution industrielle et technologique de notre siècle .La demande énergétique est croissante chaque année, pour cette raison il faut rechercher une autre source d'énergie nouvelle plus précisément les énergies renouvelables et notamment l'énergie solaire. L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables, elle est à l'origine de la quasi-totalité des sources d'énergies utilisées par l'homme.

## **I.2. LE SOLEIL**

Le soleil est la seule étoile du système solaire et la plus proche de la terre, sa lumière met environ 8 mn pour nous atteindre. La deuxième étoile la plus proche est Proxima de Centaure située à 4.23 années lumières du soleil mais la grande distance qui nous sépare de cette étoile fait que le soleil soit la seule étoile qui assure la vie sur terre [2], [3].

Sur le plan humain, le soleil a une importance primordiale car il est à l'origine de la vie sur terre, en lui fournissant d'énormes quantités d'énergie, qui permet la présence de l'eau à l'état liquide et la photosynthèse des végétaux. Le rayonnement solaire est aussi responsable du climat et des phénomènes météorologiques [2].

### **I.2.1.Présentation générale**

Le soleil est une étoile naine de forme pseudo-sphérique comparable à une immense boule de gaz très chauds qui se compose de 80% d'hydrogène et de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments, soit pratiquement tous les éléments chimiques connus [2], [4].

Bien que le soleil soit une étoile de taille moyenne, il représente à lui seul 99.9% de la masse du système solaire qui est dominé par les effets gravitationnels de l'importante masse du soleil [2], les caractéristiques principales du soleil sont regroupées dans le tableau I.1 :

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

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

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

Le noyau contient 40% de la masse du soleil, c'est là où se crée 90% de son énergie sous forme de rayons gamma et X, tout le rayonnement émis dans cette région est totalement absorbé par les couches supérieures, cette zone s'étend sur une épaisseur de 25104 km, elle présente les caractéristiques suivantes [5], [6] :

- Une température de 15106 °C.
- Une masse volumique est de 1015 kg/m<sup>3</sup>.
- Une pression de 109 atm.
- ✚ La zone radiative où la chaleur produite se propage par une diffusion radiative, elle présente les propriétés suivantes [6], [7] :
  - Une épaisseur de 244160 km.
  - Une température variant de 10106 °C à 50104 °C.
- ✚ La zone de convection où la chaleur produite se propage par une convection turbulente, elle présente les propriétés suivantes [5], [6] :
  - Une température comprise entre 50.104 °C à 6400 °C.
  - Une épaisseur de l'ordre 199758 km.
- ✚ La photosphère est une couche opaque, les gaz qui la constituent sont fortement ionisés et capables d'absorber et d'émettre un spectre continu de radiations, elle émet 99% du rayonnement total principalement dans le visible et c'est elle que l'œil humain perçoit .Elle présente les caractéristiques suivantes [8]:
  - La température de surface décroît de 6400 °C à 4500 °C.
  - Une épaisseur de 500 km.

- Une pression de 1/100 atm.
- ✚ La chromosphère constitue avec la couronne l'atmosphère du soleil, cette couche présente les caractéristiques suivantes [7], [8] :
  - Une épaisseur 2000 km.
  - Une température augmentant de 4200 °C à 104 °C.
- ✚ La couronne est la dernière couche du soleil, ses caractéristiques sont [6] :
  - Elle est sans limite précise.
  - La température augmente de 106 °C à 2.106 °C.

La figure I.1 montre la structure du soleil



**Figure I.1** : la structure du soleil [Google image]

## I.3. L'ENERGIE SOLAIRE

### I.3.1. Origine

Les conditions résidantes au cœur du soleil favorisent l'interaction des différents atomes d'hydrogène qui subissent une réaction de fusion thermonucléaire. Le résultat de ce processus, lorsqu'il se répète est la fusion de quatre noyaux d'hydrogène en un noyau d'hélium avec émission d'énergie sous forme de rayonnements gamma et X chaque seconde, 564 millions de tonnes d'hydrogène se transforment en 560 millions de tonnes d'hélium, cette différence de 4 millions de tonnes par seconde correspond à la différence d'énergie de liaison entre les protons

d'hydrogène et ceux d'hélium donnant une énergie sous forme de rayonnement, estimée à  $3.7.10^{26}$  j/s.

### I.3.2. Caractères particuliers

L'énergie solaire est la seule source d'énergie externe de la terre, elle présente les propriétés suivantes [9]:

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

Les bandes d'absorptions du dioxyde de carbone sont également présentes à environ 1500 nm.

### I.4. LE RAYONNEMENT SOLAIRE

Les réactions thermonucléaires produites au cœur du soleil génèrent des rayonnements corpusculaires et électromagnétiques se propageant dans toutes les directions du vide intersidéral avec une vitesse de 3.10 et couvrant toutes les longueurs d'ondes depuis les rayons X et gamma jusqu'à l'I.R lointain. Cependant 99.9% de l'énergie se situe entre 0.2 et 8µm [7].

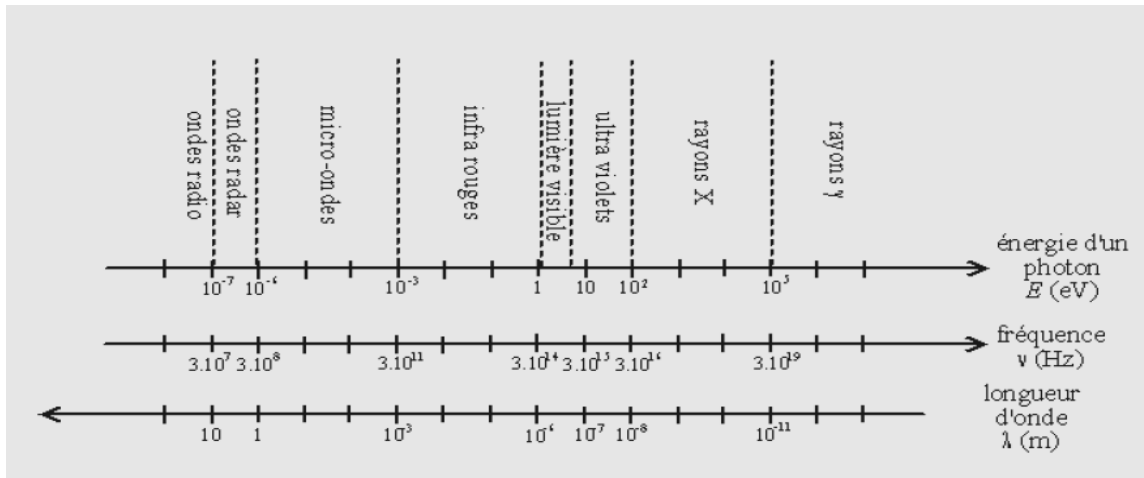
On pourra supposer avec une approximation acceptable que le soleil rayonne comme un corps noir porté à une temps correspondant pas à la réalité physique [8].

La répartition de l'énergie solaire dans les bandes du spectre du rayonnement thermique est donnée dans le tableau I.3.

**Tableau I.2** : Répartition spectrale du rayonnement thermique [6]

<b>Longueur d'onde (µm)</b>	0-0.38	0.38-0.78	0.78
<b>Pourcentage (%)</b>	6.4	48	45.6
<b>Energie (W/ m<sup>2</sup>)</b>	87	656	623

La figure I.2 , illustre le rayonnement solaire, ses fréquences et ses longueurs d'ondes



**Figure I.2:** Spectre solaire [Google image]

#### I.4.1. Atténuation du rayonnement dans l'atmosphère [15]

Le rayonnement solaire est le rayonnement électromagnétique du soleil. 97 % de ce rayonnement appartient au domaine spectral compris entre 300 et 4000 nm. Il s'agit donc d'un rayonnement de courtes longueurs d'onde. Le rayonnement solaire est atténué par différents éléments atmosphériques comme les molécules, les aérosols, les gaz, les gouttelettes nuageuses ou les cristaux de glace.

Les molécules d'air diffusent le rayonnement (diffusion de Rayleigh), alors que les particules d'aérosols diffusent et absorbent le rayonnement solaire à travers l'atmosphère. Les propriétés de diffusion et d'absorption dépendent de leur composition chimique et de l'humidité de leur environnement. La vapeur d'eau, l'ozone, le dioxyde de carbone et l'oxygène sont les principaux gaz absorbants du spectre solaire. L'absorption de l'ozone se produit dans les domaines du visible et de l'ultraviolet du spectre solaire, alors que la majeure partie de la bande d'absorption de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone se trouvent dans les domaines spectraux du proche infrarouge au rouge. Par ailleurs, l'oxygène présente de petites bandes d'absorption dans le spectre visible.

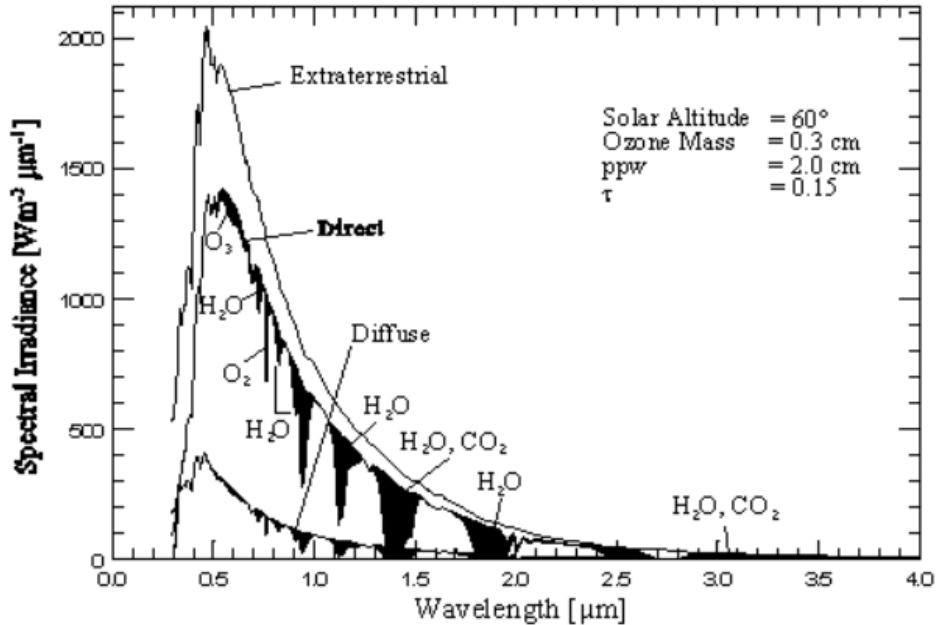


Figure I.3 : Le rayonnement spectral solaire direct et diffus [Google image]

L'influence de ces éléments atmosphériques se retrouve sur la distribution spectrale du rayonnement spectral solaire direct et diffus, comme on peut le voir sur la figure I.3. La figure I.3 illustre le rayonnement spectral direct et diffus modélisé pour une altitude solaire de  $60^\circ$  dans des conditions de ciel clair et en supposant une masse d'ozone de 0,3 cm, une eau précipitable de 2,0 cm et une épaisseur optique d'aérosols de 0,15. La courbe supérieure représente le spectre extraterrestre. Il est suivi par la distribution du rayonnement spectral direct en supposant une atténuation due aux molécules, aux gaz et aux aérosols. Les baisses du spectre du rayonnement direct sont essentiellement dues à l'absorption de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone. L'absorption de la vapeur d'eau commence à environ 690 nm et couvre tout le spectre solaire.

#### I.4.2. La constante solaire

C'est la quantité d'énergie totale envoyée par le soleil à la limite de l'atmosphère terrestre sur une surface unité perpendiculaire au rayonnement solaire [10].

La variation de la constante solaire suit la relation suivante [6]:

$$G^* = G_{SC} \left( 1 + 0.033 \cos \frac{360 n}{365} \right) \quad (\text{I-1})$$

$C^*$  : la constante solaire.

$C_{SC}=1367 \text{ W/m}^2$  est la valeur moyenne de la constante solaire actuellement retenue [6].

$n$ : le numéro du jour de l'année.

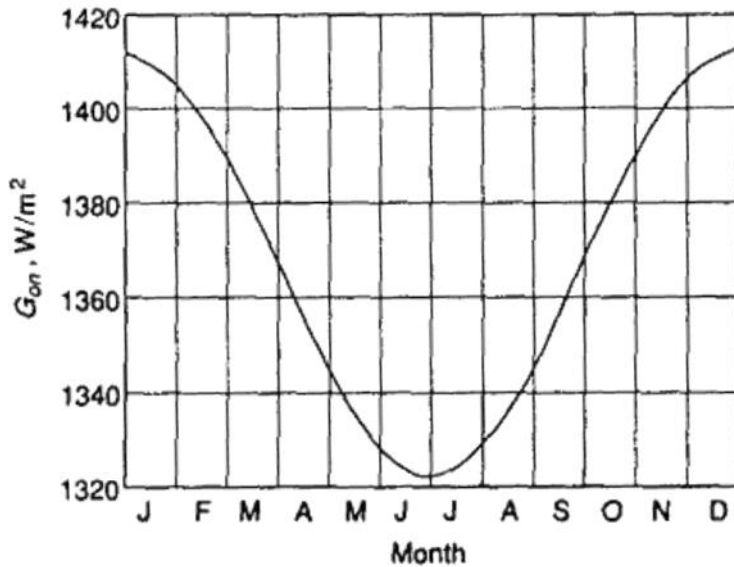


Figure I.4 : Variation mensuelle de la constante solaire [6]

### I.4.3. Le rayonnement solaire direct

Le rayonnement direct est le rayonnement incident sur un plan donné en provenance d'un petit angle solide centré sur le disque solaire, il parvient en ligne droite et par temps clair [11].

L'état du ciel est défini par deux coefficients,  $a$  et  $b$  qui symbolisent le trouble atmosphérique du lieu où se trouve le capteur solaire (tableau I.4).

La transmissivité totale de l'atmosphère pour le flux solaire incident direct est donnée par [12]:

$$\tau_{\text{dir}} = a \times \exp\left(\frac{-P \times b}{1000 \times \sin h}\right) \quad (\text{I-2})$$

Où:

**a, b** : coefficients traduisant les troubles atmosphériques

**h**: hauteur du soleil.

**P** : pression atmosphérique du lieu.

Tableau I.3 : Valeurs typiques des coefficients de trouble atmosphérique [10]

	Ciel pur	Conditions normales	Zones industrielles
<b>a</b>	0.87	0.88	0.91
<b>b</b>	0.17	0.26	0.43

**Tableau I.4** : la variation de la pression atmosphérique avec l'altitude [10]:

Altitude (m)	0	500	1000	1500	2000	5000
P (bar)	1.0	9.5	9.0	8.5	8.0	5.0

L'éclairement énergétique direct reçu sur un plan horizontal est donné par [8] :

$$G_{dirh} = C^* \times \tau_{dir} \quad (I-3)$$

L'éclairement énergétique  $G_{dir}$  reçu sur un plan incliné est donné par [12]:

$$G_{dir} = G_{dirh} \times \cos \theta \quad (I-4)$$

$\theta$ : angle d'incidence des rayons solaires.

#### I.4.4. Le rayonnement solaire diffus

Le rayonnement diffus résulte de la diffraction de la lumière par les molécules atmosphériques, et de sa réfraction par le sol, il parvient de toute la voute céleste [11].

La relation entre le coefficient de transmission du flux direct et diffus est [12]:

$$\tau_{dif} = 0.271 - 0.2939 \times \tau_{dir} \quad (I-5)$$

Le flux diffus reçu sur un plan horizontal est défini par [12]:

$$G_{diph} = C^* \times \sin(h) \times \tau_{dif} \quad (I-6)$$

Le flux diffus reçu sur un plan incliné est défini par [12]:

$$G_{dif} = G_{dif1} + G_{dif2} \quad (I-7)$$

$$G_{dif1} = G_{diph} \times \frac{1+\cos(i)}{2} \quad (I-8)$$

$$G_{dif2} = alb \times \frac{1+\cos(i)}{2} \times (G_{diph} \times \sin(h) + G_{diph}) \quad (I-9)$$

$G_{dif1}$ ,  $G_{dif2}$ : rayonnements diffusés par le ciel et par le sol respectivement.

$alb$  : albédo du sol.

$i$ : angle d'inclinaison du plan du capteur par rapport à l'horizontale.

#### I.4. 5. Le rayonnement global

Le rayonnement global ( $G$ ) est la somme des rayonnements diffus et direct [11]:

$$G = G_{dir} + G_{dif} \quad (I-10)$$



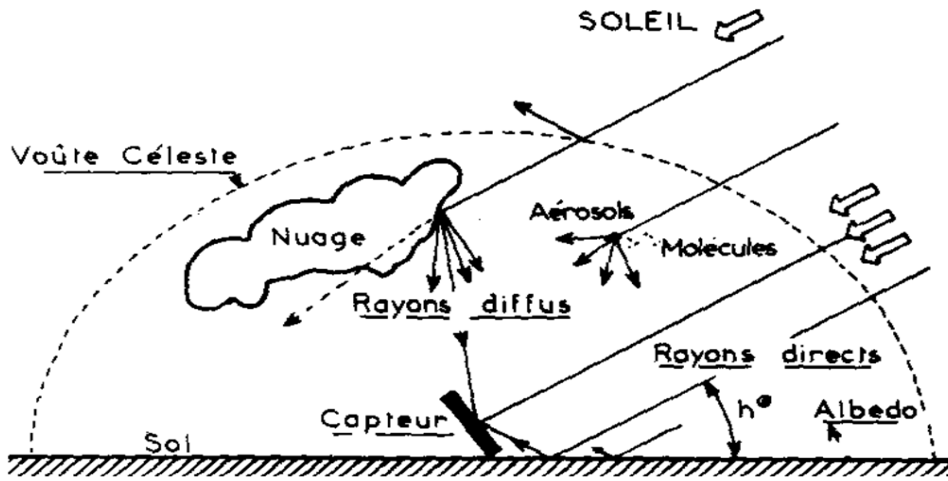


Figure I.5 : les rayonnements diffus et direct [Google image]

## I.5. CALCUL DE LA POSITION DU SOLEIL

### I.5.1. Les paramètres de position

#### a. Les coordonnées géographiques

Tout point de la surface de la terre est repéré par ses coordonnées géographiques [8], [9], [14]:

- **La longitude** ( $\lambda$ ) est l'angle entre le plan méridien passant par ce lieu avec la méridien origine de Greenwich, elle varie de  $-180^\circ$  à  $+180^\circ$  de l'ouest à l'est.

- **La latitude** ( $L$ ) est l'angle avec le plan équatorial que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu, elle varie entre  $+90^\circ$  au pôle Nord et  $-90^\circ$  au pôle Sud.

- **L'altitude** ( $Z$ ) correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence, le géoïde, figurant le niveau moyen de la mer.

La détermination de la direction du soleil sur la sphère céleste se fait par des coordonnées célestes du soleil qui sont :

#### b. Les coordonnées célestes horizontales

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles qui sont [8], [14]:

- **L'azimut** ( $a$ ) est l'angle compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil (figure I.5). Il est donné par la relation suivante :

$$\sin(a) = \cos(d) + \frac{\sin(\omega)}{\sin(h)} \quad (\text{I-11})$$

- **La hauteur** du soleil ( $h$ ), ou encore **l'altitude**, est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal (figure I.5), elle est donnée par la formule [8], [14]:

$$\sin(h) = \sin(L) \times \sin(d) + \sin(L) \times \cos(d) \times \cos(\omega) \tag{I-12}$$

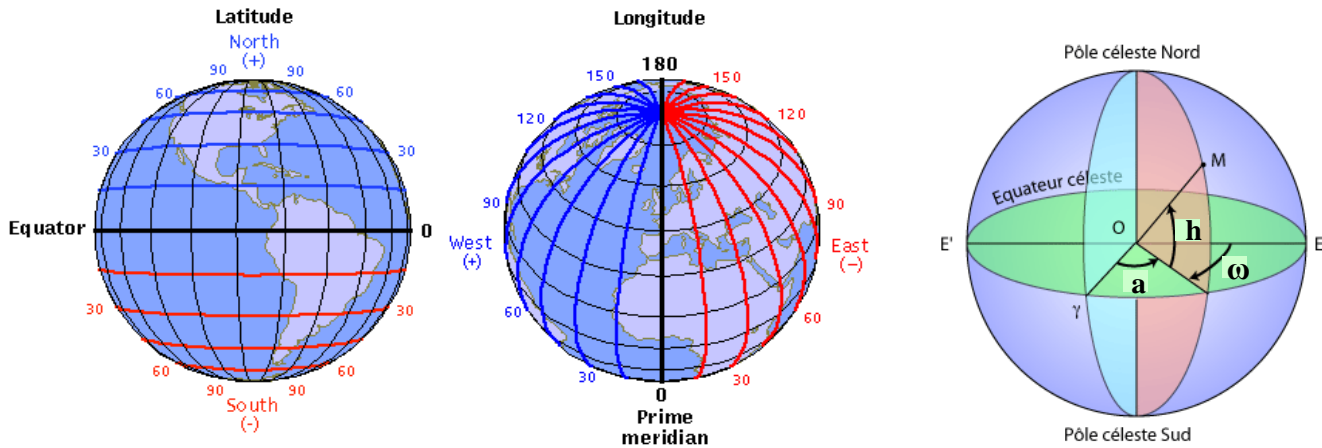


Figure I.6 :Les coordonnées célestes horizontales[Google image]

**c. Les coordonnées célestes horaires**

L’angle horaire ( $\omega$ ) est l’arc de la trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu, il augmente de  $15^\circ$  par heure [1], [8], [11].

La déclinaison ( $d$ ) est l’angle entre le plan de l’équateur terrestre avec la direction terre-soleil. Elle varie suivant l’équation de Cooper (figure I.6) [6] :

$$d = 23.45 \times \sin\left(\frac{360}{365} \times (n - 81)\right) \tag{I-13}$$

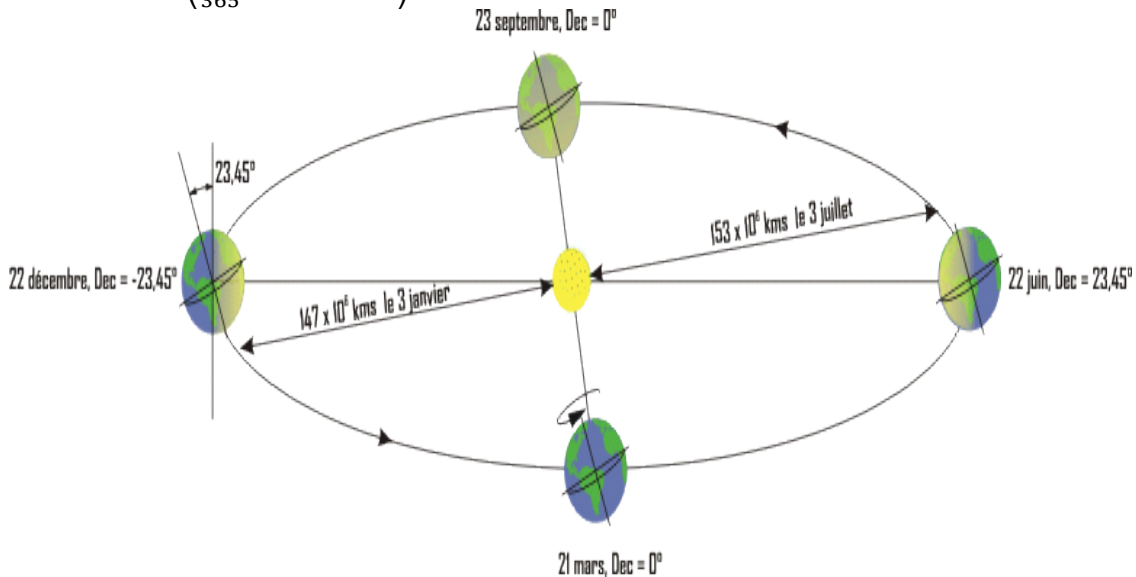


Figure I.7 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil

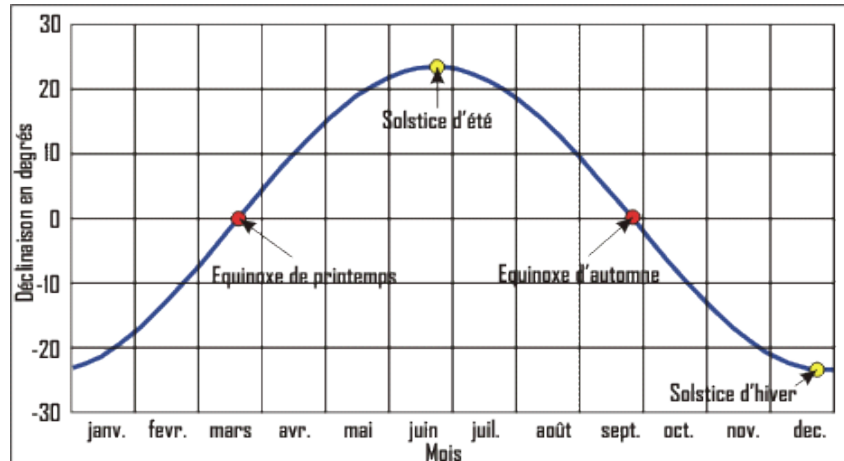


Figure I.8. Variation mensuelle d'angle de déclinaison

## I.6. LES PARAMETRES DE TEMPS

On distingue :

✚ Le temps solaire vrai (TSV) est l'angle horaire (h) entre le plan méridien passant par le centre du soleil et le méridien du lieu considéré, il est donné par l'expression:

$$TVS = 12 + \frac{\omega}{12} \quad (I-14)$$

✚ Le temps solaire moyen (TSM) est donné par [2]:

$$TSV - TSM = ET \quad (I-15)$$

✚ l'équation du temps qui corrige le TSV par rapport au TSM [2]:

$$ET = 9.87 \times \sin(2 \times N) - 7.53 \times \cos(N') - 1.5 \times \sin(N')$$

$$N' = (n - 81) \times \frac{360}{365} \quad (I-16)$$

✚ Le temps universel (TU) est le temps moyen de Greenwich [2]:

$$TU = TSM - \frac{\lambda}{15} \quad (I-17)$$

Le temps légal (TL) est le temps officiel d'un état, il est donné par :

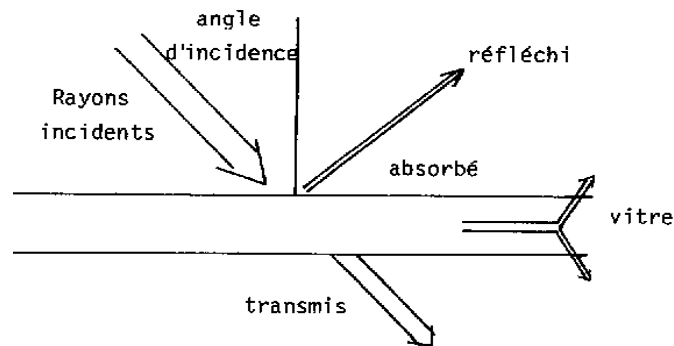
$$TL = TU + \Delta H \quad (I-18)$$

$\Delta H$  : le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré.

## I.7.EFFET DE SERRE

Un corps noir, ou un matériau en noir mat, recevant le rayonnement du soleil, réémet des rayons infrarouges, invisibles, calorifiques. L'effet de serre est obtenu en intercalant entre le soleil et le corps noir un matériau transparent aux rayons du soleil et arrêtant les rayons infrarouges réémis.

Le verre et certains plastiques ont cette particularité, l'énergie réémise par le corps noir est absorbée par le verre, qui s'échauffe, à l'équilibre le verre retransmet cette énergie pour moitié vers le corps noir, l'autre moitié vers la voûte céleste. Pour récupérer à nouveau la moitié des émissions extérieures de la vitre on peut réutiliser l'effet de serre en plaçant une seconde vitre. Toutefois, la multiplication des surfaces transparentes diminue la transparence globale de l'ensemble. Lorsque le soleil frappe une vitre, il faut tenir compte des facteurs suivants:



**Figure I.9 :** l'effet de serre.

Aucun matériau n'est totalement transparent au rayonnement (le verre, «vert» visible sur sa tranche, contient des oxydes de fer réduisant la transparence à certaines longueurs d'onde). Une partie du rayonnement est réfléchi, en fonction de l'angle d'incidence. Une autre partie est absorbée puis rayonnée.

## I.8. CAPTATION

### I.8.1.Le corps noir

Il est bien connu que la couleur noire absorbe la chaleur du soleil. Tout matériau absorbe les rayonnements solaires, en réfléchit une partie, et réémet des rayonnements. Il est important de noter que la réémission des rayonnements s'effectue dans une gamme de longueur d'onde différente de celle des rayons absorbés. Ainsi, un corps va absorber des rayons du domaine du

visible (0,40-0,80  $\mu\text{m}$ ) et réémettre dans la gamme des rayons infrarouges autrefois baptisés rayons calorifiques.

Le comportement des surfaces des corps est décrit par rapport à un corps idéal dénommé *corps noir* ou *radiateur idéal*.

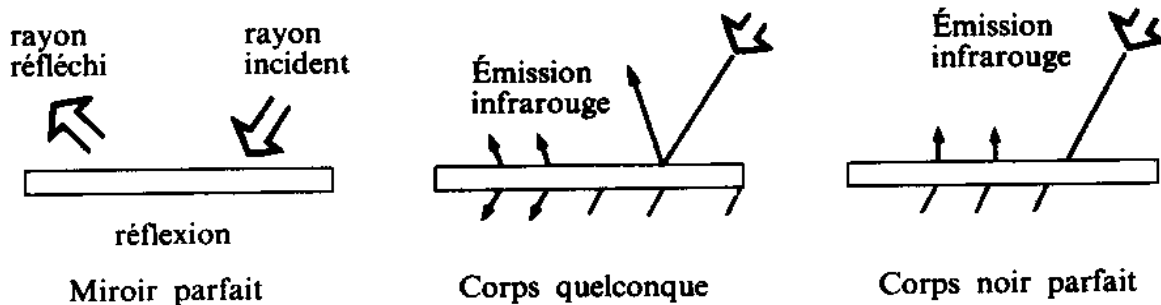


Figure I.10: Définition d'un corps noir.

Un corps noir parfait absorbe tout le rayonnement solaire, sa température s'échauffe puis à l'équilibre réémet la totalité de l'énergie reçue sous forme de radiations de longueur d'onde différente

Tableau I.5 :caractéristiques d'un matériau vis-à-vis d'un rayonnement

MATÉRIAU	RÉFLEXION	ABSORPTION	ÉMISSION
Métal poli	0,7	0,3	0,10
Peinture noire mate	0,1	0,9	0,95
Noir de fumée	0,04	0,96	0,90
Miroir parfait	100	0	0
Corps noir parfait	0	100	100

Globalement, on peut dire que lorsque le soleil éclaire une surface, cette surface réémet des rayons infrarouges dont la longueur d'onde et l'énergie sont fonction de la température.

### I.8.2.Techniques de Captation.

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

#### ☀ L'énergie solaire thermique

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

- En usage direct de la chaleur : chauffe-eau solaire, chauffage solaire, cuisinière et séchoir solaire.

- En usage indirect où la chaleur sert pour un autre usage : centrales solaires thermodynamiques, froid solaire.

### ✚ L'énergie solaire thermodynamique

Le solaire thermodynamique utilise le solaire thermique pour produire de l'électricité selon le même principe qu'une centrale électrique classique mais en utilisant des centrales hélio-thermoélectriques [9], [13].

Trois types principaux de centrales sont utilisés [9]:

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

### ✚ L'énergie solaire photovoltaïque

Elle permet de produire de l'électricité produite par transformation d'une partie du rayonnement solaire avec une cellule photovoltaïque [9].

Les photopiles utilisent l'effet photovoltaïque, elles sont formées d'une couche d'un matériau semi-conducteur et d'une jonction semi-conductrice. Le silicium est le plus employé ; cependant, l'arséniure de gallium offre des meilleures performances, mais reste beaucoup plus onéreux [9].

## I.9. PRODUCTION DE L'EAU CHAUDE PAR LES SYSTEMES SOLAIRES

Pour un système solaire de production d'eau chaude, le système est composé du capteur, d'un échangeur de chaleur, d'un ballon de stockage, de tuyauteries et de pompes (Figure I.13).

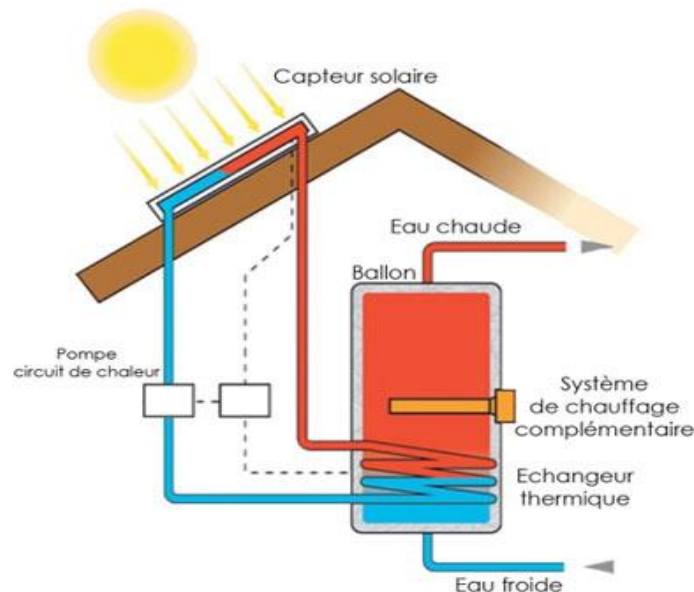


Figure I.11 : Schéma d'un système chauffe-eau solaire [Google image]

Du point de vue fonctionnel, le système solaire pourra être représenté de la façon suivante (Figure I.14) :

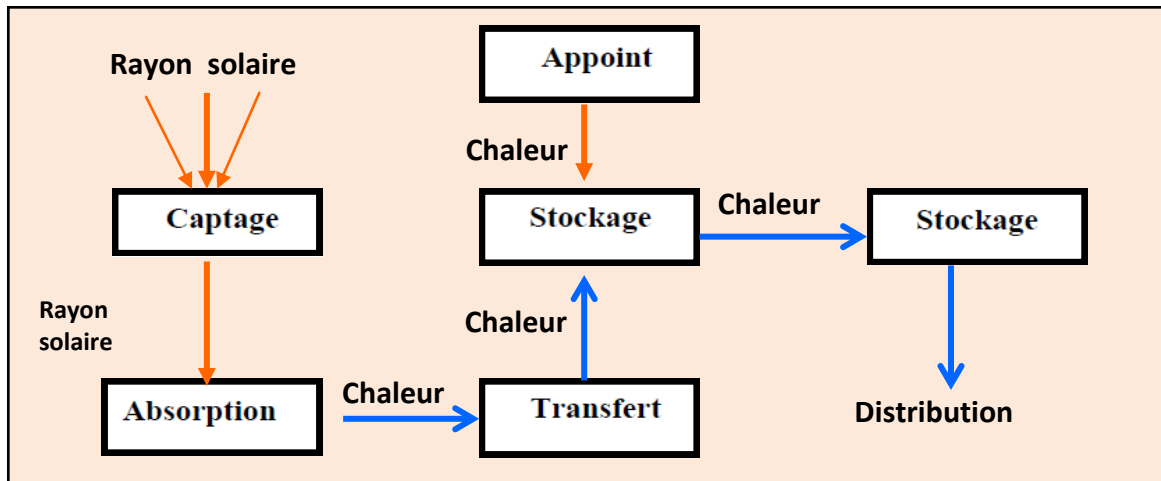


Figure I.12 :Représentation fonctionnelle

### I.9.1. Les fonctions d'un système solaire thermique

#### ✚ Le captage et l'absorption

Le capteur est la source de chaleur de l'installation solaire. C'est là que le rayonnement solaire capté est absorbé pour chauffer le fluide caloporteur. Tous les capteurs visent à convertir le rayonnement solaire en chaleur avec un rendement élevé et à fournir cette chaleur aux consommateurs aussi efficacement que possible.

#### ✚ Le transfert de chaleur

L'énergie captée transformée en chaleur est ensuite par circulation du fluide caloporteur dans les tuyauteries vers l'échangeur de chaleur à plaque.

#### ✚ Le stockage

Puisque les apports et les besoins énergétiques sont généralement déphasés l'un par rapport à l'autre, on aura besoin du stockage.

#### ✚ L'appoint

L'énergie solaire ne peut dans la plupart des cas assurer la totalité des besoins en énergie. Pour faire face à des périodes défavorables (hiver, demi-saison, longue période de mauvais temps) et satisfaire les besoins en eau chaude, on a besoin d'une énergie d'appoint. Ainsi, la plupart des unités de stockage sont équipées d'un dispositif d'appoint qui prend le relais en cas de besoin.

### A. Les capteurs solaires

Il existe toute une gamme de capteurs solaires qui permettent de répondre aux différents besoins. Leur choix dépend de la température désirée de l'eau chaude et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Il faut choisir le type de capteurs qui correspond le mieux au niveau de température auquel on désire. Bien entendu, plus le niveau de température est élevé, plus les technologies mises en œuvre sont évoluées et plus les coûts de production sont élevés.

### B. Les capteurs non vitrés :

Il s'agit d'un ensemble de tubes noirs en matière métallique ou plastique contenant de l'eau. La déperdition de chaleur qu'implique l'absence d'isolation entraîne l'obtention d'une température relativement faible (20 degrés).

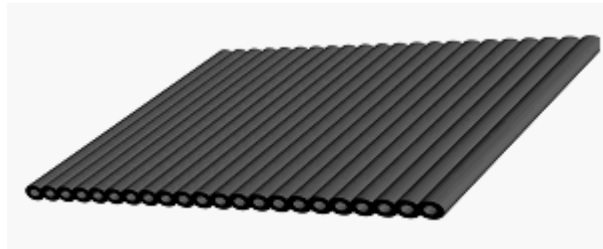


Figure .I.13 : Les capteurs non vitrés [Google image]

### C. Les capteurs sous vide :

Il s'agit d'un ensemble de tubes de verre vides qui absorbe la chaleur. Particulièrement efficace, ce type de capteurs peut renfermer une température maximum de 150 degrés. Il est généralement réservé aux climats très froids ou à des utilisations industrielles. Le coût de ces capteurs est souvent supérieur à 700 €/m<sup>2</sup>.

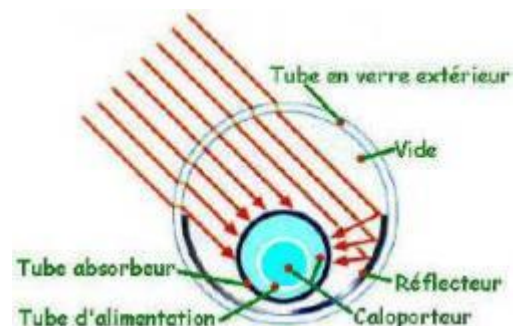


Figure .I.14 : Les capteurs sous vide [Google image]



Les capteurs à concentration fonctionnent avec un système de poursuite du soleil. Selon que la concentration se fait sur un point (concentration type "dishes" qui est suivi du soleil selon deux axes) ou sur une ligne (concentration cylindro-paraboliques qui suivi du soleil selon un axe), les températures atteintes sont plus ou moins élevées.

Les capteurs à concentration cylindro-paraboliques concentrent la lumière sur un absorbeur linéaire, avec un système de poursuite du soleil selon une seule direction. De ce fait, le facteur de concentration n'est pas très élevé, ainsi que les températures atteintes. Ces systèmes permettent d'atteindre des températures de 200 à 400 °C, pour des puissances de plusieurs centaines de kW.

Les capteurs à concentration du type "dishes" concentrent la lumière sur un absorbeur ponctuel, avec un système de poursuite du soleil selon deux directions. De ce fait, le facteur de concentration est plus important, ainsi que les températures atteintes. Ces systèmes permettent d'atteindre des températures de 400 à 800 °C, pour des puissances de plusieurs dizaines de kW.

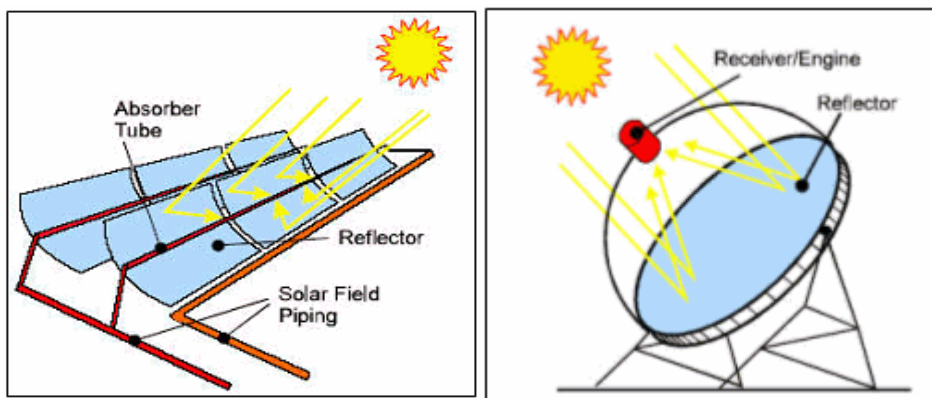


Figure .I.15 : Les capteurs à concentration [Google image]

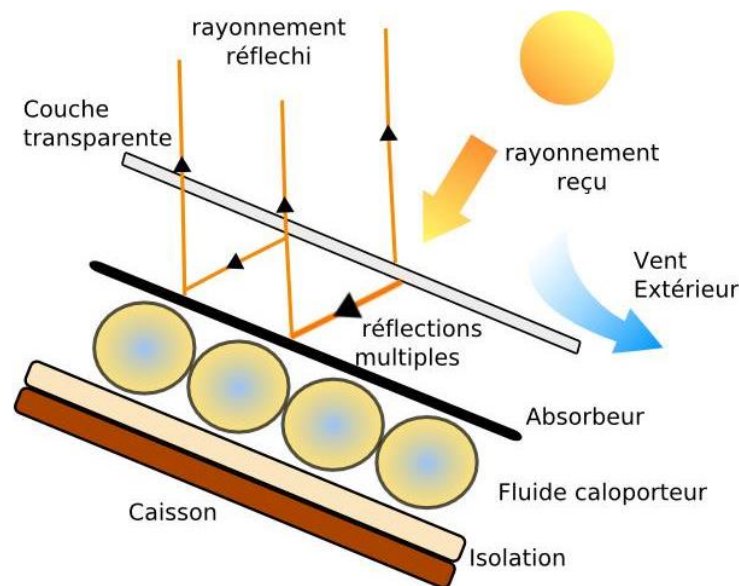
#### D. Les capteurs solaires plans :

##### ✚ Définition

Il s'agit du type de capteur le plus répandu les rayons du Soleil chauffent une plaque métallique absorbeur qui est en contact d'un réseau de tuyaux de cuivre. Les tuyaux sont parcourus par un fluide caloporteur qui transporte la chaleur vers le ballon. Le panneau est isolé à l'arrière et recouvert d'une plaque de verre renforcée à l'avant de manière à favoriser l'effet de serre . Le capteur renferme ainsi une température pouvant atteindre 70 degrés, permettant ainsi un chauffage intérieur et une production d'eau chaude optimums.A ce jour, les capteurs plans représentent la plus grande part du marché, en particulier pour les installations servant uniquement à l'eau chaude sanitaire

La composition d'un capteur solaire est très simple, il est uniquement constitué :

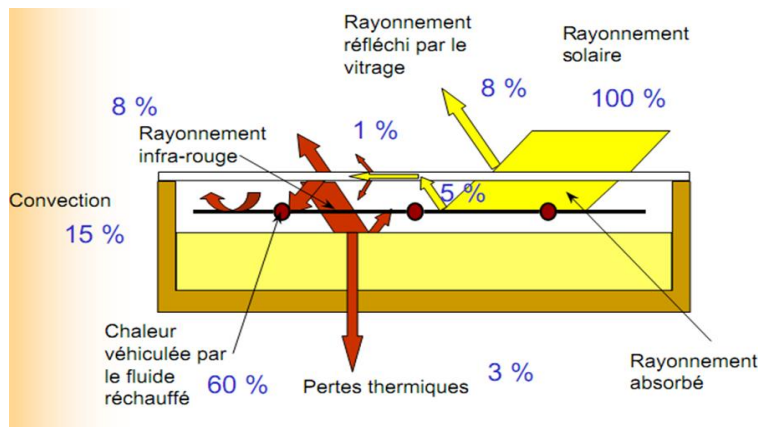
- D'un élément absorbteur, recouvert la plupart du temps d'un revêtement sélectif, en contact avec des tubes métallique (souvent en cuivre) véhiculant le fluide caloporteur qui transporte l'énergie jusqu'à l'extérieur du capteur
- D'un couverture transparente (vitre) pour favoriser l'effet de serre et réduire les pertes par convection.
- D'un isolant thermique (laine minérale) afin de limiter les pertes vers l'extérieur.
- Pour ce qui est de la structure, ces éléments peuvent être enfermés dans un caisson ou bien intégrés en toiture.
- D'un fluide caloporteur (principalement de l'eau et peut être mélangée à un antigel type glycol alimentaire)



**Figure I.16** : le capteur solaire plan [Google image]

### **Principe de fonctionnement**

Une partie de l'irradiation solaire qui arrive sur le vitrage traverse celui-ci pour atteindre l'absorbeur. Ce dernier s'échauffe et transmet la chaleur au fluide caloporteur qui circule dans les tubes. Comme tout corps qui s'échauffe, l'absorbeur émet un rayonnement (en grande partie dans les infrarouges) qui est d'une part absorbé par le vitrage et limiter les déperditions thermiques avec l'extérieur, sa partie supérieure vitrée laisse pénétrer la chaleur et la retient comme dans



**Figure .I .17 :** Principe de fonctionnement d’un capteur solaire plan

une serre .En effet, le maximum d’énergie doit être transmis au fluide, Le capteur plan est isolé, sur les côtés et sur sa face inférieure, de manière à éviter au maximum les déperditions de chaleur.

**I .10. POTENTIEL SOLAIRE EN ALGERIE [1]**

De par sa situation géographique, l’Algérie dispose l’un des gisements solaire les plus élevés au monde. La durée d’insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L’énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m<sup>2</sup> est de l’ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700KWh/m<sup>2</sup>/an au Nord et 2650 KWh/m<sup>2</sup>/an au Sud du pays. Ce gisement solaire dépasse les 05 milliards de GWh / an.

**Tableau. I.6 :** Potentiel solaire en Algérie [1]

Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d’enseillement (h/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/m <sup>2</sup> /an)	1700	1900	2650

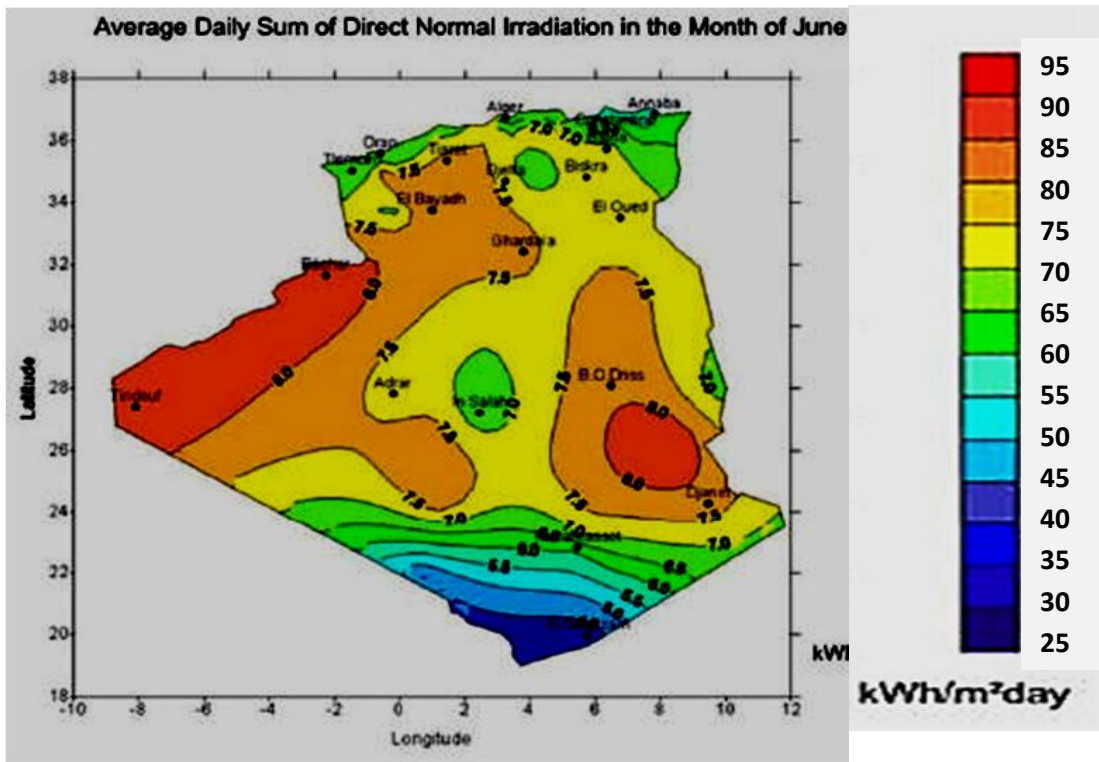


Figure I.18 : Irradiation globale journalière reçue sur un plan horizontal au mois de juin [Google image]

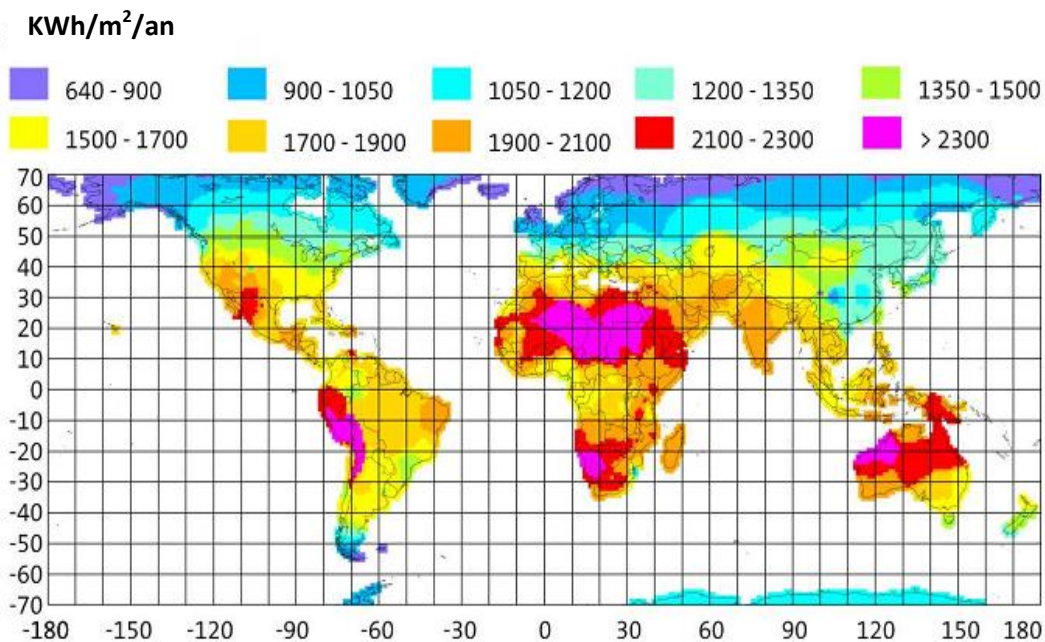


Figure .I.19 : Rayonnement solaire annuel [Google image]

## I.11.REVUE DE LA LITTERATURE

**Klein et al (1974)**[36] : Ont proposé un modèle à 2 nœuds dans lequel les nœuds sont positionnés à l' la plaque de collecteur et à un couvercle de verre simple.

La température moyenne de collecteur supposé être la moyenne algébrique des températures d'entrée et de sortie de fluide. Dans leur étude, ils ont utilisé un premier et un deuxième différentiel ordre équations pour décrire le collecteur.

**De Ron (1980)** [37] : A présenté un modèle dynamique d'un couvercle unique capteur plat en verre. Ajout aux hypothèses faites par Duffie [1974]. Dans son modèle, il a fait les hypothèses suivantes:

1. Tous les phénomènes de transfert de chaleur sont prises en 1-D perpendiculaire à la direction d'écoulement, à l'exception de la chaleur transportée par le flux.
2. Les gradients de température dans l'épaisseur du couvercle et l'absorbeur sont négligeable.
3. Le flux de chaleur dans l'isolation à l'arrière est négligeable.
4. Parfaite isolation sur les bords.
5. La capacité thermique de la lame d'air entre le couvercle et la plaque de l'amortisseur est négligée.

De Ron représentait le bilan énergétique de couverture et l'absorbeur par une ordinaire équation différentielle, tandis que la température du fluide décrit par une différentielle partielle équation. Bien que le modèle dérivé était non linéaire, en utilisant développement en série de Taylor autour des conditions d'exploitation moyennes, une approximation linéaire a été obtenue.

Le modèle n'est pas valable pour la gamme étendue de perturbation pour la vitesse du vent et les variations de débit.

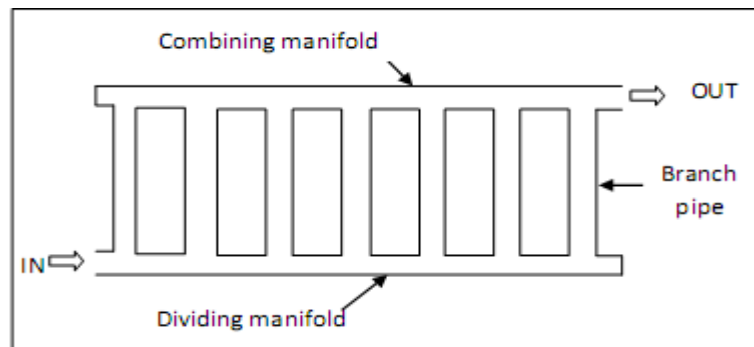
**Kammaing (1985)** [21] : Approximations analytiques dérivés des températures à l'intérieur d'un Capteur plat solaire dans des conditions transitoires. Basé sur le fait que certains des résistances à la chaleur d'un capteur solaire plat plaque conventionnelle sont plus petites que d'autres, Kamminga dérivé d'un modèle mathématique 4 nœud (couverture, absorbeur, fluide et isolation). Le modèle se rapproche de la température du collecteur à un certain moment à l'aide de la température ambiante mesurée, de l'isolation, et les températures de sortie de fluide. Cependant, la méthode utilisée pour résoudre le modèle n'est pas adapté pour des débits variables

**Wang et Wu (1990)**[22] : Ont proposé un modèle numérique discret pour calculer le débit et la distribution de température d'analyser les performances de la plate-plaque champs de capteurs solaires. Pour grand champ de capteurs Z-arrangés, dont les écoulements sont parallèles

dans les divisions et les combinaisons collecteurs (manifolds), comme le montre la figure I.20, le modèle numérique a montré bon accord avec les données expérimentales mesurées.

Un certain nombre d'hypothèses simplificatrices ont été faites:

1. Répartition des flux entre les tuyaux de dérivation peut ne pas être uniforme.
2. Propriétés des fluides sont indépendantes de la température à l'exception densité; la flottabilité en effet ne peut pas être négligée.
3. Conduction thermique longitudinale plaque absorbante et la paroi du tuyau ne peut pas être négligée.
4. Le transfert de chaleur dans les collecteurs ne peut être négligé.



**Figure I.20** : le capteur Z-arrangés

**Duffie, JA et WA Beckman (1991)**[27] [28] : Ont effectué simulation annuelle pour surveiller le rendement thermique d'un système solaire directe d'eau chaude sanitaire fonctionnant sous plusieurs stratégies contrôlées , selon Duffie, JA et WA Beckman d'efficacité du collecteur le, augmente avec une augmentation débit d'écoulement .Cependant, il conduit aussi à plus de mélange dans le réservoir et par conséquent une réduction de l'efficacité du système de chauffage solaire de l'eau en général.

**Hilmer et autres (1999)**[23] : A présenté une méthode pour calculer le comportement dynamique à court terme d'un capteur solaire non vitré, avec le débit liquide variable.

Avec l'acceptation du transfert thermique en régime permanent entre le fluide et l'absorbeur, la méthode a montré une bonne précision dans le cas des capteurs solaires non vitrés présentés par un modèle simple de deux nœuds de températures.

**Volker et al (2002)** [26] : A publié une étude expérimentale entreprise dans un capteur solaire de plaque plate de l'eau à des conditions d'écoulement laminaire afin d'analyser la distribution de l'écoulement à travers le collecteur. La distribution d'écoulement par rapport à la décharge globale à travers actuel collecteur a été expérimentalement déterminée. Le coefficient de pertes

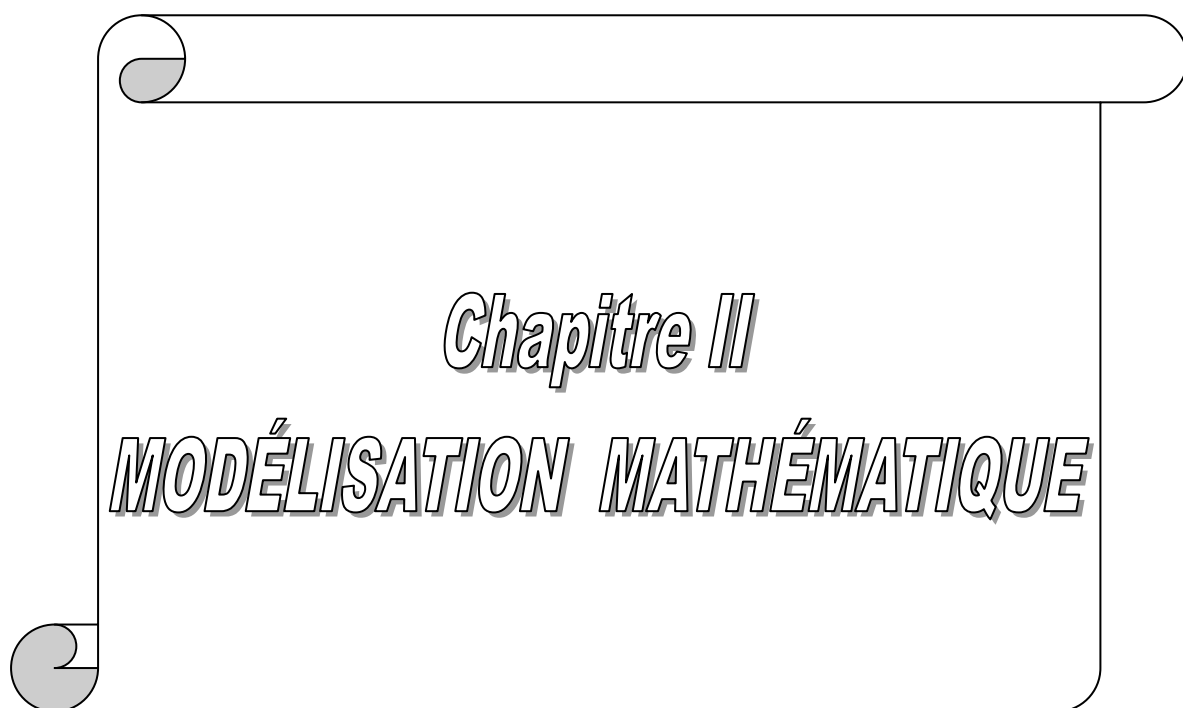
au niveau des raccordements de tuyauterie par rapport à la Reynolds numéro local a été étudié. L'auteur noté que , plus uniforme distribution du débit, plus le rendement du capteur est élevé. Cependant distributions de flux uniformes ne sont pas toujours présents dans les capteurs solaires.

**Yeh HM and al (2003) [30]** : c'est une étude théorique, d'influence du rapport d'aspect sur l'efficacité de collecteur du chauffe-eau solaires Avec la prise en compte de l'énergie dissipée hydraulique. L'auteur noté que, comme la zone de collecteur et la distance entre les tubes est fixe, l'efficacité augmente avec l'augmentation du rapport d'aspect du collecteur (par exemple, soit la longueur du tube augmentant ou en diminuant nombre de tubes).

**Manjunath M S et al (2011) [25]** : Utiliser la simulation numériques CFD avec modèle 3D pour l'étude d'un capteur solaire non vitré est conçu avec deux designs différente de l'ailette plan diamétralement placé dans le tube absorbeur pour améliorer transfert chaleur par convection dans les tubes de l'absorbeur. Le transfert de chaleur augmente avec l'diminution des débits d'entre par rapport à le modèle simple (sans d'ailette) pour les deux cas.

**K. Vasudeva Karanth et al (2011)[24]** : Utiliser la simulation numériques CFD avec un modèle 3D pour l'étude d'un capteur solaire contenant la conduite d'eau, la plaque d' absorbeur, le vitre couvert et l'espace d'air entre la plaque absorbeur et le verre . C'est un modelé pour prévoir la conduction, la convection et le rayonnement dans l'analyse.

L'auteur noté que : le transfert de chaleur due au rayonnement solaire, augmente avec une augmentation de la vitesse d'écoulement. En outre, il est observé que la température de la plaque d'absorption diminue avec l'augmentation du débit massique



## *Chapitre II*

# *MODÉLISATION MATHÉMATIQUE*



## II.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, on s'intéresse à la modélisation mathématique du modèle physique utilisé. D'abord, on présente le problème étudié et les hypothèses simplificatrices, ensuite, on établit les équations gouvernantes du phénomène et les équations du bilan énergétique, tout en tenant compte les différents échanges thermiques existants dans le capteur solaire plan. Enfin, un organigramme de calcul proposé est présenté sur la figure II.5.

## II.2 DESCRIPTION DU PROBLEME ETUDIE

Notre travail est concentrée sur l'étude d'un capteur solaire plan qui est composé d'une plaque d'absorbeur en cuivre (de 1000 mm de longueur, 150 mm de largeur et 2 mm d'épaisseur), un tube d'absorbeur en cuivre servant au passage de fluide caloporteur (l'eau) et qui est attachée au-dessous de la plaque d'absorbeur avec 10 mm de diamètre et 1 mm d'épaisseur. La plaque d'absorbeur est couverte par un vitre de 5 mm d'épaisseur avec un espace d'air de 5 mm d'épaisseur entre la plaque et le vitre.

Le vitre (partie supérieure) est soumise à un flux solaire uniforme. La condition adiabatique (gradient de température nul) est adoptée pour les autres parois excepte l'entrée et la sortie de tube, l'entrée de tube est soumise à une température et une vitesse du fluide constante. La figure II.1 présente le modèle physique avec les dimensions en mm.

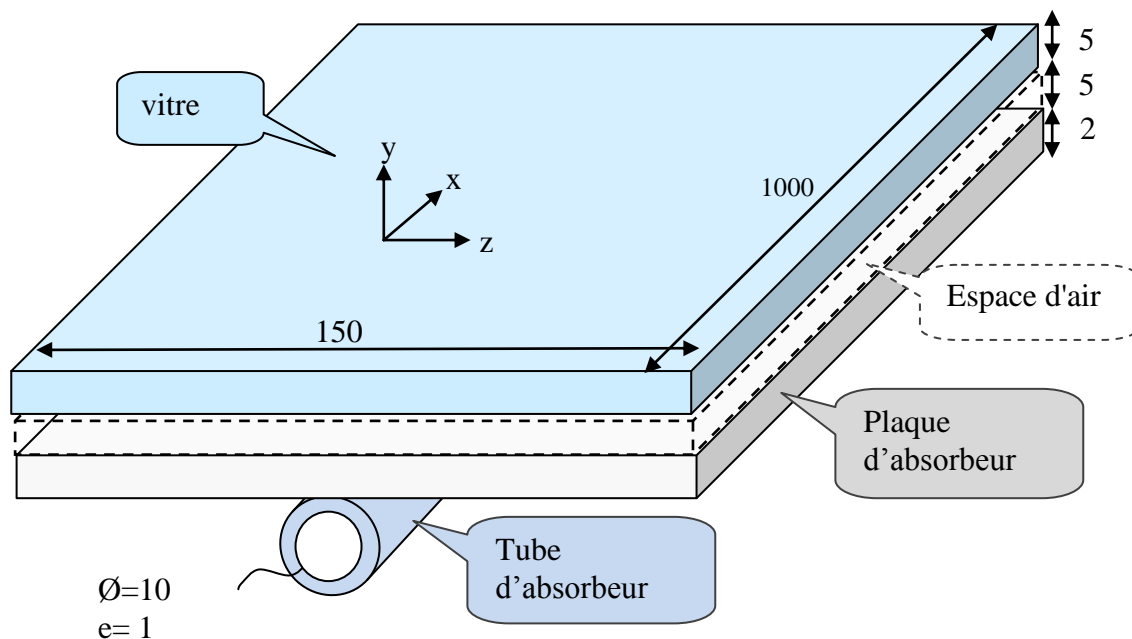


Figure II.1 : Schéma du modèle physique

Tableau II.1 : Caractéristiques du capteur solaire plan

Paramètre	Valeur
Conductivité thermique de tube et de la plaque d'absorbeur	387.6 W/m K
Coefficient de transmission du vitrage ( $\tau_{cs}$ )	0,8
Coefficient d'absorption ( $\alpha_{ps}$ )	0,2 – 0,96°
Angle d'inclinaison ( $\delta$ )	0,0 – 60 °
Emissivité de la plaque d'absorbeur ( $\epsilon_p$ )	0.96
Emissivité du vitrage ( $\epsilon_g$ )	0.96
Constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma$ )	5,667 $10^{-8}$ W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>

### II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit le phénomène physique, donc, on adopte les hypothèses suivantes :

1. Le fluide est newtonien et incompressible.
2. L'écoulement est laminaire.
3. Le régime est permanent
4. Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
5. Les propriétés physiques du fluide sont constantes hormis la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède
6. La dissipation visqueuse est négligeable.
7. Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniforme.
8. Il n'y a aucune absorption d'énergie solaire par le couvert de collecteur en tant qu'il affecte les pertes.

### II.4. APPROXIMATION DE BOUSSINESQ

Le mouvement de fluide (l'air) dans la convection naturelle est produit par le changement de la densité. Donc, une simplification appelée "approximation de Boussinesq" est faite. Dans notre approche, on considère que la densité est constante dans tous les termes des équations de transfert sauf le terme gravitationnel (le terme de la flottabilité).

Si on prend un état thermodynamique de référence (masse volumique  $\rho_0$  et température  $T_0$ ) et en utilisant le développement de Taylor, l'équation d'état pour la masse volumique  $\rho$  devient:

$$\rho = \rho_0 \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_0} + \dots \right) \quad (\text{II.1})$$

En se limitant à un développement du premier ordre:

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta(T - T_0)) \quad (\text{II.2})$$

Le terme  $\beta$  de l'équation(II.2)est le coefficient de dilatation isobare du fluide, soit

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{P=cte} \quad (\text{II.3})$$

Où:

$T$  : Température du fluide à un point donné

$T_\alpha$ : Température de référence

$\beta$ : Coefficient de dilatation thermique, pour  $T = T_\alpha$ ,  $\beta = \frac{1}{T_\alpha}$

## II.5.FORMULATION MATHÉMATIQUE

L'écoulement tridimensionnel d'un fluide incompressible est régi par des équations de base qui sont respectivement : L'équation de continuité, l'équation de mouvement et l'équation de l'énergie.

### II.5.1.Equation de continuité

On considère un écoulement du fluide traversant un volume de contrôle montré dans la figure (II-2). La conservation de la masse dans le volume de contrôle exige que la somme des masses entrantes et sortantes à travers ce volume soit nulle.

$$\left[ \text{Les masses entrant} \right] - \left[ \text{Les masses sortant} \right] = \mathbf{0}$$

Après la simplification on obtient l'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (\text{II-4})$$

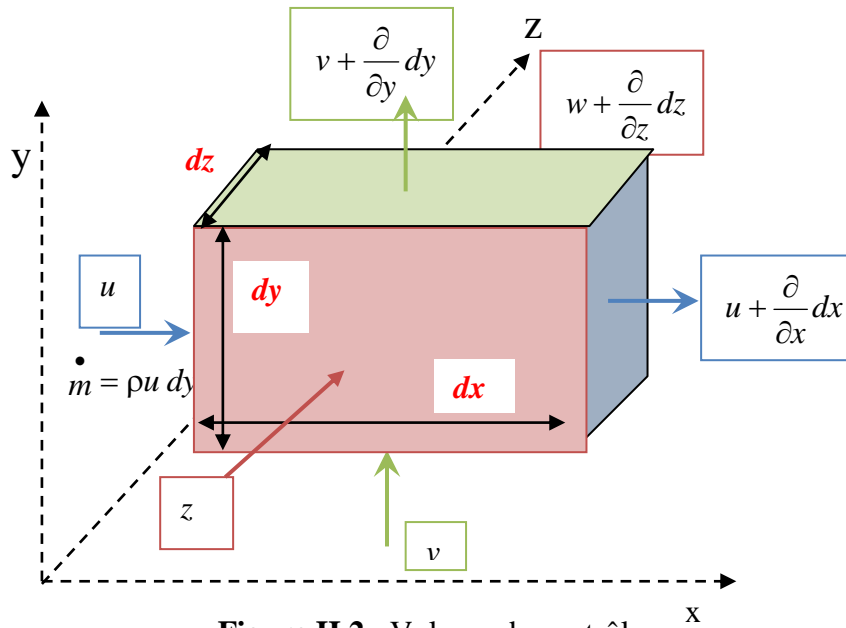


Figure II.2 : Volume de contrôle

**II.5.2. Equation de conservation de quantité de mouvement**

L'équation de la conservation du mouvement à travers le volume de contrôle montré dans la figure (II-3) est :

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Variation de} \\ \text{quantité de} \\ \text{mouvement} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Force de} \\ \text{Pression} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Force de} \\ \text{Frottement} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Force de} \\ \text{pesanteur} \end{array} \right] \quad \text{(II-5)}$$

**a) Suivant la direction (x):**

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{(II-6)}$$

**b) Suivant la direction(y):**

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g\beta(T - T_f) \quad \text{(II-7)}$$

**b) Suivant la direction(z):**

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II-8})$$

### II.5.3. Equation d'énergie

L'équation de conservation de l'énergie à travers le volume de contrôle est donnée par :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II-9})$$

## II.6. LES NOMBRES ADIMENSIONNELS :

Les résultats sont souvent exprimés en termes de nombres adimensionnels, afin de permettre une application plus générale que celles pour lesquelles les résultats sont obtenus. Quelques nombres adimensionnels sont présentés ici [16] :

**Nombre de Reynolds :** Le nombre de Reynolds  $Re$  est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité dans l'écoulement considéré. Il caractérise la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent). Il est défini comme suit :

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (\text{II-10})$$

Où

D: Diamètre hydraulique de la conduite [m].

$\rho$ : Masse volumique du fluide [ $\text{Kg/m}^3$ ].

U: Vitesse du fluide [m/s].

$\mu$ : Viscosité dynamique du fluide [ $\text{Kg/m.s}$ ].

### **Nombre de Prandtl**

Le nombre de Prandtl représente le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique. La viscosité cinématique représente la diffusion de la vitesse (qui dépend des forces

visqueuses) alors que la diffusivité thermique est la capacité du fluide de conduire de la chaleur, Avec un Pr donné, il est possible de savoir à quel type de fluide nous avons affaire. On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \tag{II-11}$$

**Nombre de Rayleigh**

C'est un nombre sans dimension, caractérisant aussi le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Ce nombre est utilisé en mécanique des fluides. Inférieur à une valeur critique de 2000, le transfert s'opère par conduction, au-delà de cette valeur, c'est la convection libre qui devient importante. On le définit de la manière suivante :

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T h e^3}{\nu^2} Pr \tag{II-12}$$

Où he est épaisseur du fluide.

**Nombre de Nusselt**

Celui-ci nous donne une indication de la quantité de chaleur transmise par convection par rapport à celle transmise par conduction.

$$\overline{Nu} = \frac{\int_0^H Nu_{Loc} dx}{H} \quad \text{Où} \quad Nu_{loc} = \frac{h.l}{\lambda} \tag{II-13}$$

Pour un écoulement dans un tube peut être estimée par :

$$Nu_D = \frac{h_i D_i}{k_f} = 3.656 \text{ Pour l'écoulement laminaire}$$

Et

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \text{ Pour l'écoulement turbulent}$$

Ou

$$h_i = \frac{Nu k_f}{D_i} : \text{Coefficient de convection fluide/paroi,}$$

$k_f$ : Conductivité thermique de fluide

**II.7.BILAN THERMIQUE DU CAPTEUR :**

Le bilan énergétique par unité de surface du capteur solaire plan s'écrit :

$$Q_a = Q_u + Q_p + Q_s \tag{II-14}$$

Où :

$Q_a$  : Désigne le flux solaire absorbé.

$Q_u$  : Flux utile récupéré par le fluide caloporteur.

$Q_p$  : Flux perdu par le capteur.

$Q_s$  : Flux stocké sous forme de chaleur vive dans les différents éléments du capteur lorsque le régime thermique est variable.

Le flux solaire absorbé par le capteur s'écrit :

$$Q_a = \tau_{cs} \alpha_{ps} G^* A \quad (\text{II-15})$$

$G^*$  : Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur ( $\text{W.m}^{-2}$ )

$\alpha_{ps}$  : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire

$\tau_{cs}$  : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire

$A$  : Surface de la paroi absorbante

Par les hypothèses 3 et 9 font que le flux stocké dans le capteur est négligeable :  $Q_s = 0$  et donc, l'équation du bilan devient :

$$Q_a = Q_u + Q_p \quad (\text{II-16})$$

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

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{fe} - T_{fs}) \quad (\text{II-17})$$

Ou

$\dot{m}$  : Débit massique

$C_p$  : Capacité calorifique

$T_{fe}$  : Température d'entrée du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur

$T_{fs}$  : Température de sortie du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur.

II.8.LES DEPERDITIONS THERMIQUES DU CAPTEUR [16]

Les déperditions thermiques au sein du capteur sont présentées selon l’analogie électrique par la figure II. 3 .

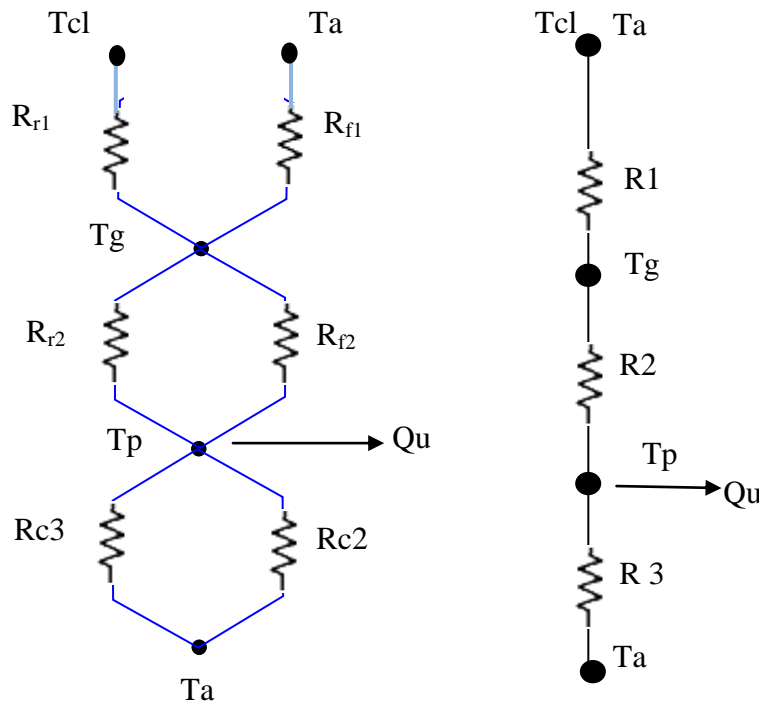


Figure II.3 : le Schéma électrique équivalent

Avec :

$R_{f1}$ : Résistance au flux par convection entre la face extérieure du vitrage et le milieu ambiant.

$R_{r1}$ : Résistance au flux par rayonnement entre la face extérieure du vitrage et le ciel.

$R_{f2}$ : Résistance au flux par convection entre l'absorbeur et la vitre.

$R_{r2}$ : Résistance au flux par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre.

$R_{c2}$ : Résistance au flux par conduction à travers les faces latérales du capteur.

$R_{c3}$ : Résistance au flux par conduction à travers la face arrière du capteur.

$R1$  : Résistance au flux par convection et rayonnement entre la face extérieure du vitrage et le milieu ambiant.

$R2$  : Résistance au flux par convection et rayonnement entre l'absorbeur et la vitre.

$R3$  : Résistance au flux par convection entre le milieu ambiant et les faces extérieur (latérales et l'arrière (inferieure) ) du capteur plus la conduction des isolants la térales et l'arrière (inferieure)

$T_g$  : Température de la vitre.

$T_a$ : Température de l'air ambiant.

$T_p$ : Température de l'absorbeur.

$T_{cl}$ : Température du ciel.



$T_{cl}$  est estimée par la relation de Swinbank ( 1963) [16] :  $T_{cl} = 0.0552Ta^{1.5}[K]$

$e_1$  : épaisseur de l'isolant sur sa face arrière (inferieure)

$e_2$  : épaisseur de l'isolant sur sa face latérale

### II.8.1. Déperditions à l'avant du capteur :

Il y a deux parties :

Qpav1 : Pertes entre la vitre et le milieu ambiant

Qpav2: Pertes entre la vitre et l'absorbeur.

#### a. Déperditions entre la vitre et le milieu ambiant:

$$Q_{pav1} = \frac{A(T_g - T_a)}{R_1} = A(h_{c.g-a} + h_{r.g-a})(T_g - T_a) \quad (II-18)$$

Ou :

$h_{c.g-a}$  : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la vitre et l'absorbeur.

$h_{r.g-a}$  : Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.

Avec :

$$h_{r.g-a} = \frac{\varepsilon_g \sigma (T_g + T_{cl})(T_g^2 - T_{cl}^2)(T_g - T_{cl})}{(T_g - T_a)} \quad (II-19)$$

$\varepsilon_g$ : Emissivité du verre

Le coefficient de convection étant calculable par la corrélation MacAdams (1954), comme suivante :

$$h_{c.g-a} = 5.7 + 3.8 V_{vent}$$

Afin de corriger l'expression précédente de MacAdams (1954), Watmuff et al (1977) avaient présenté la formule suivante [16]

$$h_{c.g-a} = 2.8 + 3 V_{vent} \quad (II-20)$$

Où  $V_{vent}$  est la vitesse moyenne du vent

$$\text{Et donc : } Q_{pav1} = A \left( h_{c.g-a} (T_g - T_a) + \varepsilon_g \sigma (T_g^4 - T_{cl}^4) \right) \quad (II-21)$$

#### b. Déperditions entre la vitre et l'absorbeur.

$$Q_{p.av2} = \frac{A(T_p - T_g)}{R_2} = A(h_{c.g-p} + h_{r.g-p})(T_p - T_g) \quad (II-22)$$

Ou :

$h_{c.g-p}$  : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la vitre et l'absorbeur.

$h_{r.g-p}$  : Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur

$$\text{Avec } h_{r.g-p} = \frac{\sigma(T_p+T_g)(T_p^2-T_g^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (\text{II-23})$$

$\varepsilon_g$ : Emissivité du verre.

$\varepsilon_p$ : Emissivité d'absorbeur

$$\text{Donc : } Q_{p.av2} = A \left( h_{c.g-p}(T_g - T_a) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_g^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \right) \quad (\text{II-24})$$

Pour un régime permanent, il y a un équilibre thermique qui donne :

$$Q_{p.av} = Q_{p.av1} = Q_{p.av2}$$

Une formule empirique pour  $U_T$  (Coefficient de pertes avant [ $W/m^2.K$ ]) a été développée par Klein en 1979 [17], en se basant sur son propre travail en 1975 et le travail de Hottel et Woertzen 1942 [18]. La formulation empirique  $U_T$  peut avoir une précision acceptable dans certaines gammes de variables. Cependant, les relations empiriques ne sont pas bonnes avec certaines variables dans d'autres gammes de variables [39]

$$U_T = \left[ \frac{N}{\frac{C_{air}}{T_{pm}} \cdot \left[ \frac{(T_p - T_a)}{N+f} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a)}{\left( \frac{1}{\varepsilon_p + 0.00591 N h_{c.g-a}} \right) + \left( \frac{2N + f_r - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} \right)^{-N}} \quad (\text{II-25})$$

$$\text{Et donc } Q_{p.av} = AU_T(T_p - T_a) \quad (\text{II-26})$$

$U_T$ : Coefficient de pertes avant [ $W/m^2.K$ ].

$N$ : Nombre de couvertures transparentes.

$$f = (1 + 0,089h_{c.g-a} - 0,1166h_{c.g-a} \times \varepsilon_p)(1 + 0,07866 N)$$

$$C_{air} = 520(1 - 0,00005/\beta^2) \quad \text{Avec } 0^\circ < \beta < 70^\circ \text{ et Pour } \beta > 70^\circ \text{ on utilise } \beta = 70^\circ$$

$$e = 0,43(1 - 100/T_p)$$

$\beta$ : Inclinaison du capteur.

$\varepsilon_v$ : Emissivité du verre.

$\varepsilon_p$ : Emissivité de l'absorbeur.

$T_a$ : Température ambiante.

$T_p$ : Température de l'absorbeur.

**II.8.2. Déperditions aux faces arrière et latéral du capteur :**

Il est souvent possible de négliger la résistance par convection devant celle due à l'isolation [16], et donc, les pertes à l'arrière (inférieure) du capteur sont données par la formule suivante:

$$Q_{p.a-l} = A \left( \frac{k A_{lat}}{e_2 A} + \frac{k}{e_1} \right) (T_a - T_p) \quad (\text{II-27})$$

On peut ainsi définir le coefficient de pertes arrières  $U_{ar}$  et latéral  $U_{la}$  tel que :

$$U_{la} = \frac{K A_{lat}}{e_2 A} \quad \text{Et} \quad U_{ar} = \frac{K}{e_1}$$

Alors, en sommant les coefficients de pertes en avant, latérales et Arrières, on obtient le coefficient de pertes globales  $U_L$ .

$$U_L = U_T + U_{ar} + U_{la} \quad (\text{II-28})$$

Et donc :

$$Q_p = A U_L (T_{pm} - T_a) \quad (\text{II-29})$$

**II.9. RENDEMENTS D'UN CAPTEUR SOLAIRE [19]**

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

- Le rendement global [30]:

$$\eta = \frac{Q_u}{G^* A} \quad (\eta = \frac{Q_u - H}{G^* A} \text{ avec considération que la perte de charge hydraulique}) \quad (\text{II-30})$$

$$\text{- Le rendement interne : } \eta_i = \frac{Q_u}{Q_a} \quad (\text{II-31})$$

$$\text{- Le rendement optique : } \eta_o = \frac{Q_a}{G^* A} \quad (\text{II-32})$$

II.10. CALCUL DU RENDEMENT DE CAPTEUR SOLAIRE PLAN

II.10.1 Profil transversal de température

Nous allons dans un premier temps déterminer le profil de température de la paroi absorbante dans la direction Oy perpendiculaire à la direction Ox de l'écoulement du fluide (figure II.4)

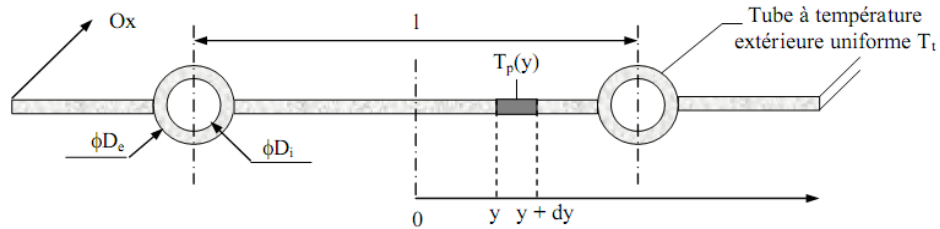


Figure.II.4 : Schéma en coupe de l'absorbeur

Le bilan thermique du morceau de plaque de longueur unité compris entre y et y + dy s'écrit :

$$Q_{sa} - \lambda_p e_p \left( \frac{dT}{dy} \right)_y = -\lambda_p e_p \left( \frac{dT}{dy} \right)_{y+dy} + h_p (T_{pm} - T_a) dy \tag{II-33}$$

où :

$e_p, \lambda_p$  : Epaisseur et conductivité thermique de la paroi absorbante

$h_p = U_L$ : Coefficient global de pertes de la paroi absorbante

$Q_a$  : Densité de flux solaire absorbé par la plaque

L'équation II.33 s'écrit :

$$\frac{d^2 T_p}{dy^2} = \frac{h_p}{\lambda_p e_p} \left( T_p - T_a - \frac{Q_a}{h_p} \right) \tag{II-34}$$

On peut poser :

$$\overline{T}_p = T_p - T_a - \frac{Q_a}{h_p} \text{ et } \omega^2 = \frac{h_p}{\lambda_p e_p} \mu$$

Donc, on obtient :

$$\frac{d^2 \overline{T}_p}{dy^2} - \omega^2 \overline{T}_p = 0 \tag{II-35}$$

d'où :  $T_p(y) = C_1 \cos(\omega y) + C_2 \cosh(\omega y)$

On utilise les conditions aux limites pour calculer  $C_1$  et  $C_2$  :

En  $y = 0$  :  $\frac{dT_p}{dy} = \frac{d\bar{T}_p}{dy} = 0$  par raison de symétrie, on en déduit :  $C_1 = 0$

En  $y = \frac{l-D}{2}$  :  $T_p = T_t$  (température extérieure de tube), on en déduit :  $C_2 = \frac{T_t - T_a - \frac{Q_a}{h_p}}{\cosh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]}$

$$D' \text{ où } \frac{T_p(y) - T_a - \frac{Q_a}{h_p}}{T_t - T_a - \frac{Q_a}{h_p}} = \frac{\cosh(\omega y)}{\cosh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]}$$

Le flux transféré (par unité de longueur selon Ox) à la base de la plaque en  $y = \frac{l-D}{2}$  vers un tube s'écrit :

$$\begin{aligned} dQ_{P \rightarrow t} &= -\lambda_p e_p \left(\frac{dT}{dy}\right)_{y=\frac{l-D_e}{2}} = -\frac{T_t - T_a - \frac{Q_a}{h_p}}{\cosh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]} \omega \lambda_p e_p \sinh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right] \\ &= \frac{1}{\omega} \left[T_t - T_a - \frac{Q_a}{h_p}\right] \tanh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right] \end{aligned}$$

La plaque comprise entre  $y = 0$  et  $y = \frac{l-D_e}{2}$  joue en fait le rôle d'ailette de chauffage par rapport au tube.

Si toute cette ailette était à la température uniforme  $T_t$ , le flux transféré de l'ailette au tube s'écrirait :  $dQ_{P \rightarrow t_{max}} = [Q_a - h_p(T_t - T_a)] \frac{l-D_e}{2}$

Le rendement de l'ailette est défini par :

$$F = \frac{dQ_{P \rightarrow t}}{dQ_{P \rightarrow t_{max}}} = \frac{\tanh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]}{\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)} \quad (\text{II-36})$$

Le tube gagne également un flux capté directement sur sa largeur apparente  $D_e$  supposée à la température uniforme  $T_t$  :

$$dQ_{P \rightarrow t} = D_e [Q_a - h_p(T_t - T_a)] \quad (\text{II-37})$$

Le flux utile total gagné par un tube par unité de longueur selon la direction Ox de l'écoulement du fluide s'écrit finalement en considérant que chaque tube reçoit le flux de deux ailettes de

longueur  $\left(\frac{l-D_e}{2}\right)$

$$dQ_u = [Q_a - h_p(T_t - T_a)][D_e + F(l - D_e)] \quad (\text{II-38})$$

Ce flux utile gagné par le tube est transmis au fluide à travers la résistance de conduction du tube d'épaisseur  $e_t$  et la résistance de convection entre la paroi interne du tube et le fluide, soit :

$$dQ_u = \frac{T_t - T_f}{\frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i}} \quad (\text{II-39})$$

On peut éliminer  $T_t$  en égalant les deux expressions de  $Q_u$  et l'on obtient finalement l'expression du flux utile gagné par chaque tube par unité de longueur dans la direction  $Ox$  de l'écoulement du fluide:

$$dQ_u = \frac{[Q_a - h_p(T_f - T_a)][D_e + F(l - D_e)]}{1 + h_p \left[ \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i} \right] [D_e + F(l - D_e)]} \quad (\text{II-40})$$

Que l'on écrit sous la forme simplifiée :  $dQ_u = l \hat{F} [Q_a - h_p(T_f - T_a)]$  (II-41)

Avec : 
$$\hat{F} = \frac{\frac{1}{h_p}}{l \left[ \frac{1}{[D_e + F(l - D_e)] h_p} + \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{e_t}{\lambda_t \pi D_i} \right]} \quad (\text{II-42})$$

$F'$  apparaît comme le rapport de la résistance thermique au transfert entre la plaque et l'extérieur sur la résistance thermique au transfert entre le fluide et l'extérieur.  $F'$  est donc un nombre inférieur ou égal à l'unité appelé facteur d'efficacité de la plaque absorbante.

### II.10.2 Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide

On considère un tube de longueur  $L$  parmi les  $n$  tubes du capteur, le fluide entre dans le tube à la température  $T_{fe}$  et en ressort à la température  $T_{fs}$ . D'après ce qui précède, chaque tube gagne un flux utile  $dQ_u$  par unité de longueur dans le sens  $Ox$  de l'écoulement du fluide.

On effectue un bilan thermique sur la portion de fluide contenue dans un tube entre les distances  $x$  et  $x + dx$  à partir de l'entrée du tube, il s'écrit :

$$\frac{\dot{m}_f}{n} C_f \frac{dT_f}{dx} = dQ_u dx \quad (\text{II-43})$$

où :

$\dot{m}_f$  ; Débit total du fluide dans l'absorbeur constitué de n tubes en parallèle (kg/s)

$C_f$  ; Capacité calorifique du fluide (J.kg-1)

On en déduit :  $\frac{\dot{m}_f}{n} C_f \frac{dT_f}{dx} = l \hat{F} [Q_a - h_p (T_f - T_a)] dx$

Par intégration entre 0 et x, on obtient le profil de température longitudinal du fluide :

$$\frac{T_f(x) - T_a - \frac{Q_a}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_a}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n l \hat{F} h_p}{\dot{m}_f C_f} x\right) \quad (\text{II-44})$$

Et par intégration entre  $x = 0$  et  $x = L$ , on obtient l'expression suivante de la température de sortie  $T_{fs}$  du fluide dans laquelle  $S = l L$  est la surface de l'absorbeur :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_a}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_a}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n S \hat{F} h_p}{\dot{m}_f C_f}\right) \quad (\text{II-45})$$

On peut également calculer la température moyenne du fluide dans l'absorbeur par :

$T_{f moy} = \frac{1}{L} \int_0^L T_F(x) dx$  Qui conduit à l'expression suivante :

$$T_{f moy} = T_a + \frac{Q_a}{h_p} + \left(T_{fe} - T_a - \frac{Q_a}{h_p}\right) \frac{\dot{m}_f C_f}{n S \hat{F} h_p} \left[1 - \exp\left(-\frac{n S \hat{F} h_p}{\dot{m}_f C_f}\right)\right] \quad (\text{II-46})$$

### II.10.3 Calcul du rendement global

Le flux utile gagné sur la surface totale  $S = lL$  de l'absorbeur peut se calculer par :

$$Q_u = \int_0^L dQ_u dx \text{ Avec } dQ_u = l \hat{F} [Q_a - h_p (T_f - T_a)] \text{ et } \frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_a}{h_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_a}{h_p}} = \exp\left(-\frac{n S \hat{F} h_p}{\dot{m}_f C_f}\right)$$

$$\text{Le calcul de cette intégrale conduit à : } Q_u = A F_R [Q_a - h_p (T_{fe} - T_a)] \quad (\text{II-47})$$

Où  $F_R$  est le facteur de conductance de l'absorbeur défini par :

$$F_R = \frac{\dot{m}_f C_f}{S h_p} \left[1 - \exp\left(-\frac{n S \hat{F} h_p}{\dot{m}_f C_f}\right)\right] \quad (\text{II-48})$$

Le rendement global du capteur tel que défini par la relation (II.30) s'écrit finalement :

$$\eta = F_R \left[\eta_0 - \frac{h_p (T_{fe} - T_a)}{Q_a}\right] \quad (\text{II-49})$$

Par les précédents  $Q_u$  et  $F_R$  on peut obtenir les expressions de  $T_{fmoy}$  et  $T_{pmoy}$  comme suivante

$$T_{fmoy} = T_{fe} + \frac{Q_u}{Ah_p F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F}\right) \quad et \quad T_{pmoy} = T_{fmoy} + \frac{Q_a}{h_p} (1 - F_R) \quad (\text{II-50})$$

### II.11. PERTE HYDRAULIQUE

L'énergie hydraulique dissipée  $H$  pour le fluide de débit  $m$  s'écoulant à travers les tubes ( $n$ ) circulaires peut être estimée comme suivant [29] [30]

$$H = \frac{2 m f V^2 l}{D_i} = \frac{2 m f V^2 (A_c/nW)}{D_i} \quad (\text{II-51})$$

Où

$l$  : Longueur des colonnes de fluide.

Où facteur de perte de charge linéaires est liée au nombre de Reynolds avec

$$f = \frac{16}{Re} \quad , \quad Re < 2100 \quad \text{à l'écoulement laminaire}$$

et

$$f = \frac{0.0791}{Re^{1/4}} \quad , \quad Re > 2100 \quad \text{à l'écoulement turbulent}$$



II.12. ORGANIGRAMME DE CALCUL :

La figure II.5 présente organigramme de calcul de la simulation numérique :

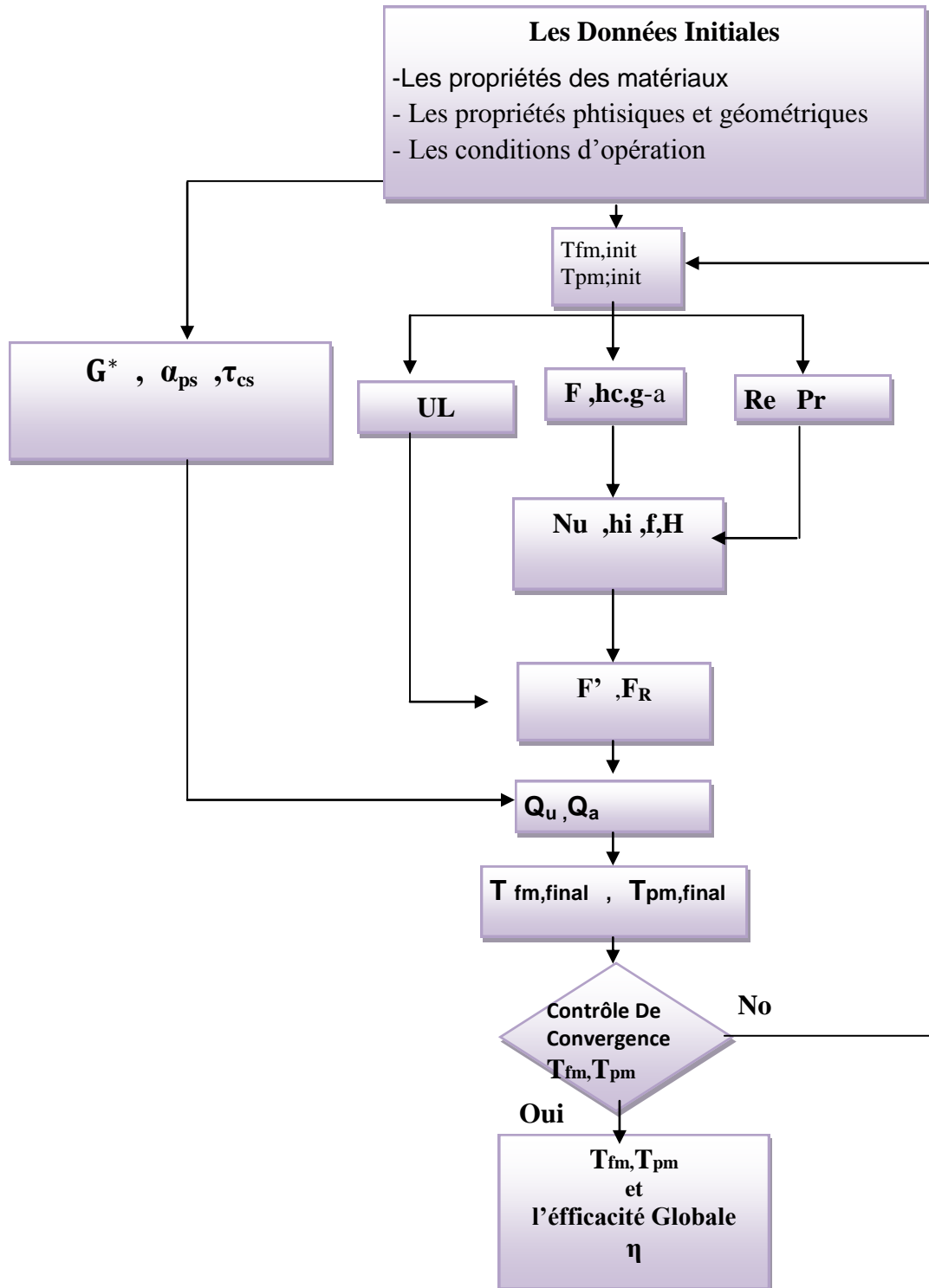
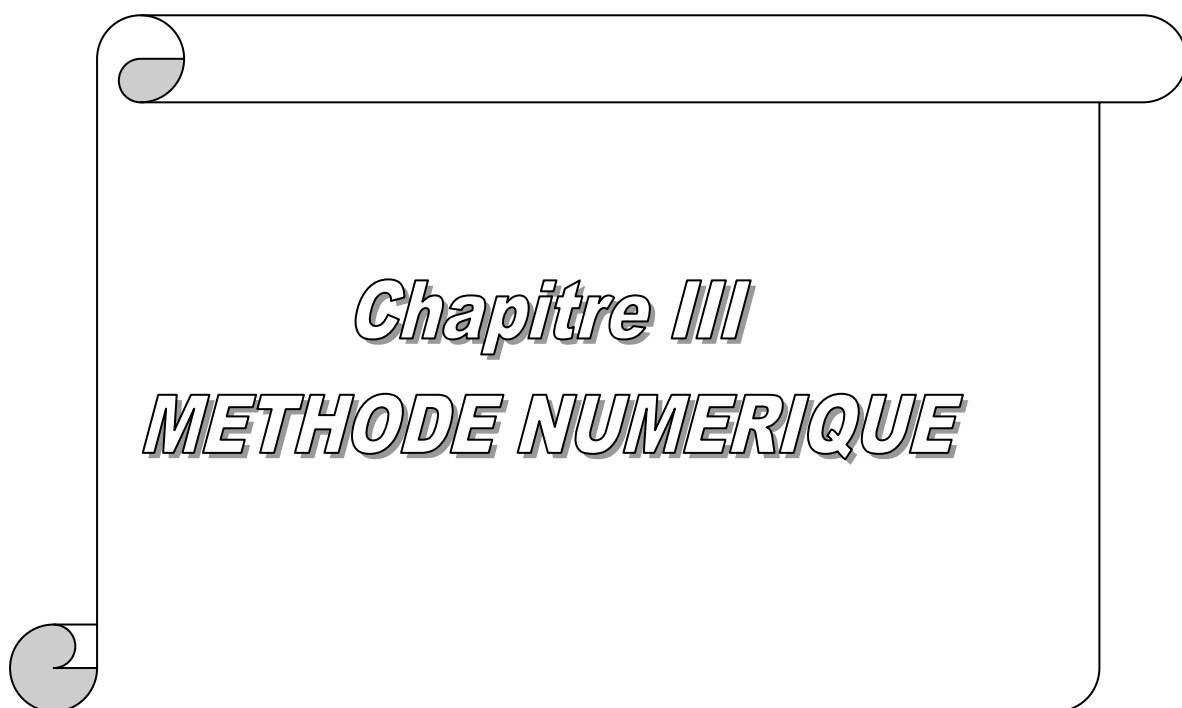


Figure.II.5 : Organigramme de calcul



*Chapitre III*  
***METHODE NUMERIQUE***

**III.1. INTRODUCTION**

La complexité de la résolution numérique est reflétée par la complexité des équations qui gouvernent les phénomènes physiques, ces équations doivent être discrétisées. Cette discrétisation consiste à transformer une équation différentielle en un système d'équations algébriques. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire.

Il existe plusieurs méthodes numériques :

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

Chaque méthode de résolution numérique d'un problème continu comporte une phase de maillage et une phase de discrétisation. La phase de maillage consiste à diviser le domaine d'étude en petits volumes appelés volumes de contrôle. La phase de discrétisation transforme le problème continu en un problème discret. Les équations ainsi que les conditions aux limites sont approchées par des équations et conditions discrètes.

Dans la présente étude, La résolution est effectuée par le logiciel FLUENT, basé sur la méthode des volumes finis avec des volumes de contrôles quadrilatéraux. Le schéma de discrétisation employé est de type SOUS (second order Up wind scheme) et le couplage vitesse-pression est calculé selon l'algorithme SIMPLE (Semi-ImplicitMethod for Pressure-Linked Equations) a développée par Spalding et Patankar (1972) [20],

**III.2.FORMULATION DE SERIES DE TAYLOR :**

La procédure habituelle pour dériver des équations de différence finies consiste à une approximation des dérivés dans l'équation différentielle, par l'intermédiaire de série tronquée de Taylor.

Considérons les points de réseau montré dans la figure (II-1). Le point (2) de réseau est localisé au centre, entre les points (1) et (3) de réseau, tel que :[20]

$$\Delta x = x_2 - x_1 = x_3 - x_2 \quad \text{(III .1)}$$

Le développement de série de Taylor autour du point (2) donne :

$$\phi_1 = \phi_2 - \Delta x \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_2 + \frac{1}{2} (\Delta x)^2 \left( \frac{d^2\phi}{dx^2} \right)_2 - \dots \quad \text{(III .2)}$$

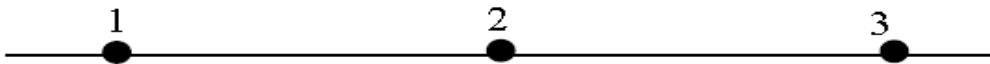
Et

$$\phi_3 = \phi_2 + \Delta x \left( \frac{d\phi}{dx} \right)_2 + \frac{1}{2} (\Delta x)^2 \left( \frac{d^2\phi}{dx^2} \right)_2 - \dots \quad (\text{III.3})$$

En tronquant la série juste après le deuxième terme, et en faisant l'association et la soustraction entre les deux séries à deux ordres, nous obtenons :

$$\phi_2 = \frac{\phi_1 + \phi_3}{2} \quad (\text{III.4})$$

$$\left( \frac{d\phi}{dx} \right)_2 = \frac{\phi_3 - \phi_1}{2\Delta x} \quad (\text{III.5})$$



**Figure III.1 :** Trois points successifs utilisés pour le développement de série de Taylor

**III.3. METHODE DES VOLUMES FINIS :**

La méthode des volumes finis ont été parmi les premières à atteindre un stade de développement avancé pour les calculs d'écoulements stationnaires et instationnaires et qui utilise directement les lois de conservation. Elle a été employée la première fois par McDonald pour la simulation d'un écoulement à deux dimensions.

Le principe de la méthode volumes finis est que Le domaine de calcul est divisé en un certain nombre de volumes élémentaires entourant des points du réseau de maillage. L'équation différentielle qui gouverne le problème est intégrée sur chaque volume de contrôle, vérifiant ainsi le principe de conservation à la proximité des points ou nœuds du réseau de maillage discret. Le résultat est l'équation de discrétisation qui contient les valeurs de  $\phi$  dans le domaine étudié. L'équation de discrétisation obtenue de cette manière exprime le principe de conservation de  $\phi$  dans un volume infinitésimal de contrôle. La précision de la discrétisation spatiale dépend d'un schéma particulière avec le quel les flux sont évalués.[37]

**III.4 DISCRETISATION DES EQUATIONS :**

Les équations de conservation, présentées précédemment peuvent être écrites sous une forme commune. Cette formulation permet de ne pas réitérer la discrétisation pour chaque équation. Donc, ces équations peuvent être réduites en une seule équation générale en coordonnées cartésiennes sous la forme suivante :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_T + \underbrace{\sum_{j=1} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi)}_C = \underbrace{\sum_{j=1} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)}_D + \underbrace{S_\phi}_S \quad \text{(III-6)}$$

C: Terme de convection ;

D: Terme de diffusion ;

S: Terme source.

Nous venons de voir que, pour chaque variable  $\phi$ , l'équation de transport s'écrit dans le cas stationnaire, bidimensionnel :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi \quad \text{(III-7)}$$

Le tableau ci-dessous représente les différentes valeurs de la variable  $\phi$  et ses coefficients pour chaque équation de conservation.

**Tableau III-1** : Différents termes de l'équation de transport

Equations	Variable $\phi$	Coefficient de Diffusion $\Gamma$	Terme source $S_\phi$
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement suivant x	U	$\nu$	$-\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial x}$
Quantité de mouvement suivant y	V	$\nu$	$-\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial y} - \beta(T - T_c)$
Energie	T	$\alpha$	0

L'équation (III.7) est discrétisée selon la technique des volumes finis et le système d'équations retenu est résolu pour chaque valeur successive de  $\phi$ .

En intégrant l'équation (III.7) sur un volume de contrôle, nous obtenons les équations suivantes:

$$\int \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \phi) \right] dV = \int \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] dV + \int S_\phi dV \quad \text{(III-8)}$$

$$\int_s^e \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \phi) \right] dx dy = \int_s^e \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] dx dy + \int_s^e \int_w^e S_\phi dx dy \quad \text{(III-9)}$$

### III.4.1. Discrétisation spatiale :

#### III.4.1.1. Discrétisation du terme diffusif :

L'intégration des termes diffusifs de l'équation (III -9) donne :

$$\int_s^e \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] dx dy = \quad \text{(III-10)}$$

$$\int_w^e \int_s^e \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy + \int_w^e \int_s^e \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy =$$

$$\Delta y \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx + \Delta x \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dy =$$

$$\Delta y \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] + \Delta x \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \quad (\text{III-11})$$

**III.4.1.2. Discrétisation du terme convectif :**

On fait maintenant l'intégration du terme convectif de l'équation (III -9), on trouve:

$$\int_s^n \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \phi) \right] dx dy \quad (\text{III -12})$$

$$\left[ \Delta y \int_w^e \frac{\partial (\rho u \phi)}{\partial x} dx + \Delta x \int_s^n \frac{\partial (\rho v \phi)}{\partial y} dy \right] =$$

$$\left[ \Delta y ((\rho u)_e \phi_e - (\rho u)_w \phi_w) + \Delta x ((\rho v)_n \phi_n - (\rho v)_s \phi_s) \right] \quad (\text{III -13})$$

**III.4.1.3 Discrétisation du terme source:**

On discrétise maintenant le terme source de l'équation (III -9) :

$$\int_s^n \int_w^e S_\phi dx dy = \bar{S}_\phi \Delta x \Delta y \quad (\text{III -14})$$

$\bar{S}_\phi$  : est la valeur moyenne du terme source.

Suite à la résolution des équations algébriques adoptées, le terme source est linéaires de façon à forcer la convergence, de sorte que :

$$\bar{S}_\phi = S_C + S_p \phi_p \quad (\text{III -15})$$

Où :

$S_C$  : est la partie constante qui ne dépend pas explicitement de  $\phi_p$

$S_p$  : étant la pente de  $\phi_p$

Alors, l'équation (III -4) devient :

$$\Delta y \left( (\rho u)_e \phi_e - (\rho u)_w \phi_w \right) + \Delta x \left( (\rho u)_e \phi_n - (\rho u)_s \phi_s \right) =$$

$$\Delta y \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] + \Delta x \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] + (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (\text{III -16})$$

### III.5. SCHEMA DE DISCRETISATION

#### III.5.1. Schéma aux différences centrées (SDC)

Pour évaluer le flux convectif à l'interface, la variation de la variable  $\phi$  entre deux nœuds adjacents doit être exprimée par un profil linéaire. On suppose que les faces ( $e, w, n, s$ ) se trouvent au milieu des nœuds ( $E, W, N, S$ ) respectivement, les termes convectifs des variables généralisées  $\phi$  se présentent par une interpolation comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P) \\ \phi_w = \frac{1}{2}(\phi_P + \phi_W) \\ \phi_n = \frac{1}{2}(\phi_N + \phi_P) \\ \phi_s = \frac{1}{2}(\phi_P - \phi_S) \end{array} \right. \quad (\text{III -17})$$

Les parties diffusives sont évaluées en approximant les dérivées par les différences, ce qui donne:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma_e \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e = \Gamma_e \frac{\phi_E - \phi_P}{(\delta x)_e} \\ \Gamma_w \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w = \Gamma_w \frac{\phi_P - \phi_W}{(\delta x)_w} \\ \Gamma_n \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_n = \Gamma_n \frac{\phi_N - \phi_P}{(\delta x)_n} \\ \Gamma_s \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_s = \Gamma_s \frac{\phi_P - \phi_S}{(\delta x)_s} \end{array} \right. \quad (\text{III -18})$$

Remplaçons les formules (III -17) et (III -18) dans l'équation (III -16), on obtient :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_W \phi_W + a_N \phi_N + b \quad (\text{III -19})$$

Où :



$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S - S_P \Delta V$$

$$\begin{cases} a_E = D_e - \frac{F_e}{2} \\ a_W = D_w + \frac{F_w}{2} \\ a_N = D_n - \frac{F_n}{2} \\ a_S = D_s + \frac{F_s}{2} \end{cases} \quad \text{(III -20)}$$

$b = S_c \Delta V$  .  $D_i = \frac{\Gamma}{\delta x_i}$  est la conductance de la diffusion toujours positif et  $F_i = (\rho u_i)$  la force de convection peut être, positif ou négatif, selon le sens de l'écoulement.

Les coefficients de discrétisation  $a_i (i = E, W, S, N)$ , rassemblant les flux convectifs et diffusifs.

Les coefficients  $a_i$  doivent avoir le même signe positif (la deuxième règle de base pour la méthode des volumes finis), mais la relation (III -20), peut créer des coefficients négatifs.

Les coefficients de l'équation (III -20) écrits en terme du nombre de Peclet ( $Pe$ ) sont donnés par :

$$\begin{cases} a_E = D_e \left( 1 - \frac{Pe_e}{2} \right) \\ a_W = D_w \left( 1 + \frac{Pe_w}{2} \right) \\ a_N = D_n \left( 1 - \frac{Pe_n}{2} \right) \\ a_S = D_s \left( 1 + \frac{Pe_s}{2} \right) \end{cases} \quad \text{(III -21)}$$

Avec :  $Pe_i = \frac{F_i}{D_i} = \frac{(\rho u_i)(\delta x_i)}{\Gamma}$  (III -22)

Pour que ces coefficients soient positifs, le nombre  $Pe$  doit être dans l'intervalle  $[-2, 2]$ . L'application de ce schéma n'est avantageée que si  $|Pe| \leq 2$ , ceci est réalisé pour des maillages fins.

### III.5.2. Schéma Upwind (UPS)

Dans ce schéma, la valeur de la variable  $\phi$  à l'interface n'est pas interpolée. Il est appliqué pour les écoulements à dominance convective. Si on considère la figure (III.1), on voit que ce schéma assigne directement  $\phi_i (i = e, w, s, n)$ , par exemple :

$$\begin{cases} \phi_e = \phi_P & \text{si } F_e > 0 \\ \phi_e = \phi_E & \text{si } F_e < 0 \end{cases} \quad (\text{III -23})$$

Les valeurs de  $\phi_w, \phi_n$  et  $\phi_s$ , sont exprimées de la même façon.

Cette condition peut être exprimée par l'opérateur :

$$\|A, B\| = \max(A, B) \quad (\text{III -24})$$

Le schéma Upwind s'écrit donc :

$$\begin{cases} F_e \phi_e = \phi_P \|F_e, 0\| - \phi_E \| -F_e, 0\| \\ F_w \phi_w = \phi_W \|F_w, 0\| - \phi_P \| -F_w, 0\| \\ F_n \phi_n = \phi_P \|F_n, 0\| - \phi_N \| -F_n, 0\| \\ F_s \phi_s = \phi_S \|F_s, 0\| - \phi_P \| -F_s, 0\| \end{cases} \quad (\text{III -25})$$

En substituant les expressions (III -25) dans l'équation (III -16), l'équation de discrétisation devient :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_W \phi_W + a_N \phi_N + b$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S - S_P \Delta V, \quad b = S_c \Delta x \Delta y$$

$$\text{Avec :} \quad \begin{cases} a_E = D_e + \| -F_e, 0\| & a_N = D_n + \| -F_n, 0\| \\ a_W = D_w + \| F_w, 0\| & a_S = D_s + \| F_s, 0\| \end{cases} \quad (\text{III -26})$$

Tous les coefficients de discrétisation de ce schéma sont positifs, ce qui fait que ce schéma est inconditionnellement stable, il introduit une erreur nommée fausse diffusion, et de ce fait il donne une mauvaise représentation du phénomène physique réel [2].

### III.5.3. Schéma Hybride (HDS)

Ce schéma mis au point par Spalding (1972). Le schéma HDS est la combinaison des deux schémas (centré et Upwind).

En appliquant ce schéma, la variable généralisée  $\phi$  aux différentes interfaces du volume de contrôle prendra la forme suivante :

$$\begin{cases} \phi_e = \alpha_e \phi_P + (1 - \alpha_e) \phi_E \\ \phi_w = \alpha_w \phi_W + (1 - \alpha_w) \phi_P \\ \phi_n = \alpha_n \phi_P + (1 - \alpha_n) \phi_N \\ \phi_s = \alpha_s \phi_S + (1 - \alpha_s) \phi_P \end{cases} \quad (\text{III -27})$$

Où les coefficients  $\alpha_i (i = e, w, n, s)$  sont définis par :

$$\alpha_i = \begin{cases} 0 & \text{si } Pe < -2 \rightarrow \text{schéma Upwind} \\ \frac{1}{2} & \text{si } |Pe| \leq 2 \rightarrow \text{schéma Centré} \\ 1 & \text{si } Pe > 2 \rightarrow \text{schéma Upwind} \end{cases} \quad (\text{III -28})$$

En substituant les valeurs prises par la variable  $\phi$  à l'équation (III -13), on aura :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_W \phi_W + a_N \phi_N + b$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \Delta V, \quad b = S_c \Delta x \Delta y$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} a_E = \left\| -F_e, D_e - \frac{F_e}{2}, 0 \right\| \\ a_W = \left\| F_w, D_w + \frac{F_w}{2}, 0 \right\| \\ a_N = \left\| -F_n, D_n - \frac{F_n}{2}, 0 \right\| \\ a_S = \left\| F_s, D_s + \frac{F_s}{2}, 0 \right\| \end{cases} \quad (\text{III -29})$$

III.5.4. Schéma amont du second ordre (SOUS)

Dans ce cas, la valeur de  $\phi$  sur l'interface est déterminé a partir d'une interpolation linéaire entre les deux voisins amont a la face (dans le sens de la vitesse). Ceci est dépeint comme montré en figure. La valeur de la propriété  $\phi$  est donné par :

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_p - \frac{3}{2}\phi_w \text{ et } \phi_w = \frac{3}{2}\phi_w - \frac{3}{2}\phi_{ww} \quad \text{si } F_e > 0 (F_w > 0) \quad \text{(III -30)}$$

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_E - \frac{3}{2}\phi_{EE} \text{ et } \phi_w = \frac{3}{2}\phi_p - \frac{3}{2}\phi_E \quad \text{si } F_e < 0 (F_w < 0) \quad \text{(III -31)}$$

Dans ce schéma, un point de plus apparait dans la discrétisation ( $\phi_{EE}$  et/ou  $\phi_{ww}$ ). En règle générale, celui-ci est traité de manière explicite donc inclus dans le terme S. on écrira donc la relation entre  $\phi_p$  et ses voisins sous la forme :

$$a_p \phi_p = a_e \phi_E + a_w \phi_w + S \quad \text{Avec :}$$

1). si  $F_e > 0 (F_w > 0)$  :

$$a_e = D_e ; a_w = D_w + \frac{3}{2}F_w + \frac{1}{2}F_e ; a_p = a_e + a_w + F_e - \frac{3}{2}F_w ; S = \frac{1}{2}F_w \phi_{ww}$$

2). si  $F_e < 0 (F_w < 0)$  :

$$a_e = D_e - \frac{3}{2}F_e - \frac{1}{2}F_w ; a_w = D_w ; a_p = a_e + a_w - F_w + \frac{3}{2}F_e ; S = \frac{1}{2}F_e \phi_{EE}$$

**III.6. Algorithme SIMPLE-R (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised)**

L'algorithme SIMPLE-R que nous nous sommes servis pour calculer les variables est expliqué avec un schéma dans la figure (IV-8)

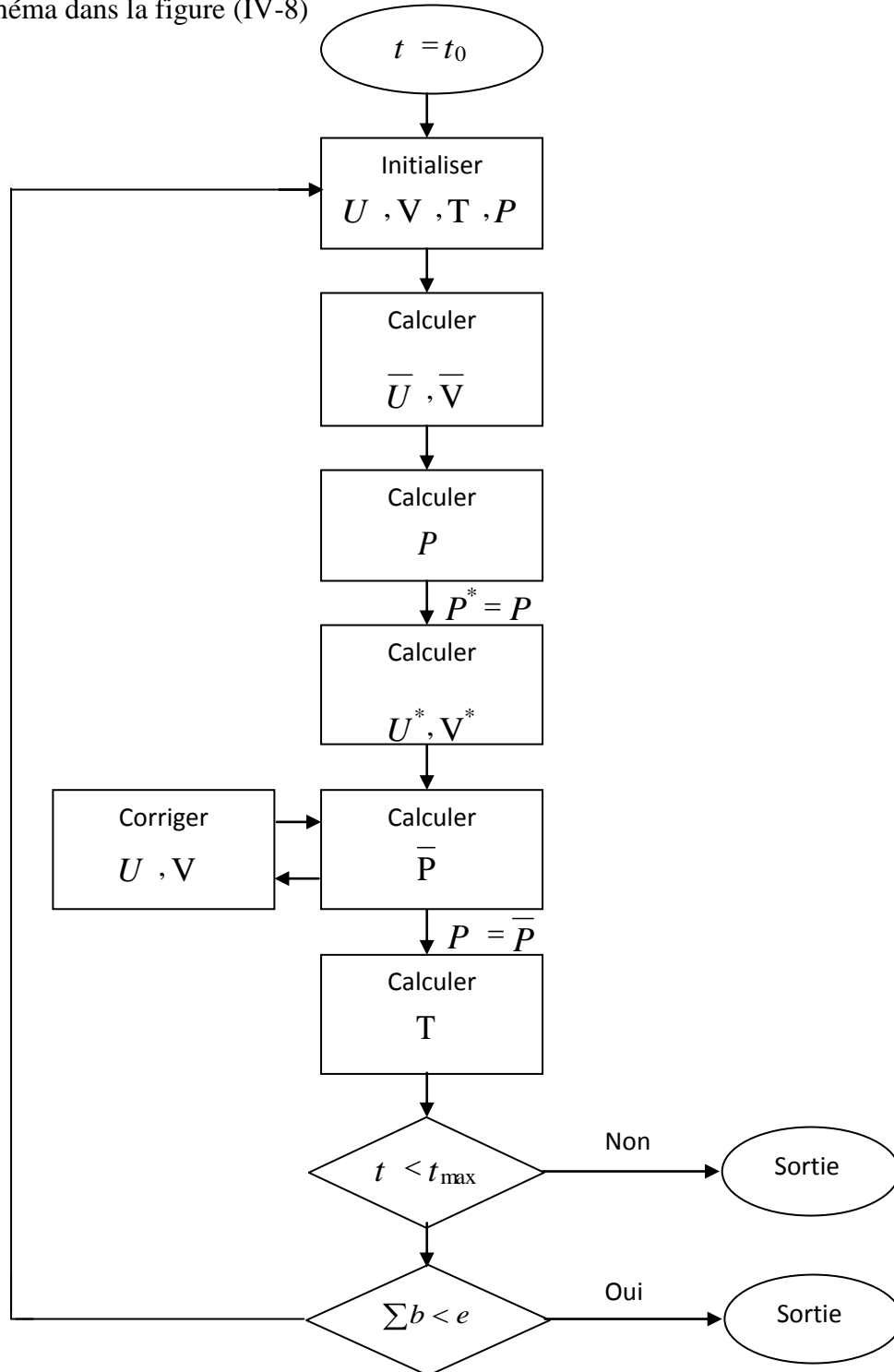


Figure III.2: Algorithme SIMPL-R

III.7.MAILLAGE ET CONDITIONS AUX LIMITES

Le maillage choisi pour cette géométrie est de  $N_y(20) \times N_z(150) \times N_x(300)$ .

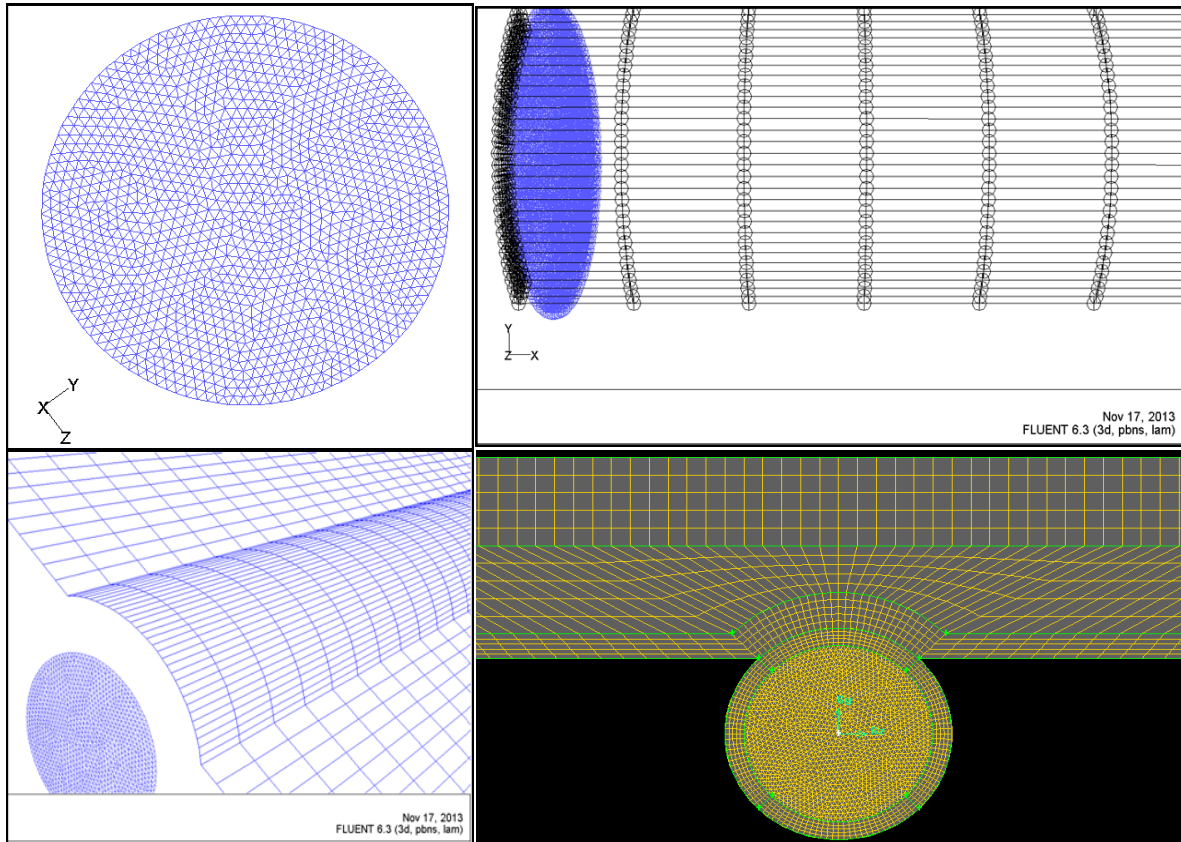


Figure III.3: Détails du maillage utilisé

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante.

Les faces arrières (inferieure) et latérale du capteur solaire on assume que sont adiabatiques.

Les conditions aux limites des vitesses et de température prises à l'entrée du Tube d'absorbeur sont les conditions aux limites de Dirichlet, où:  $U = U_{\text{entre}}$ , et  $T = T_{\text{fi}}$ .

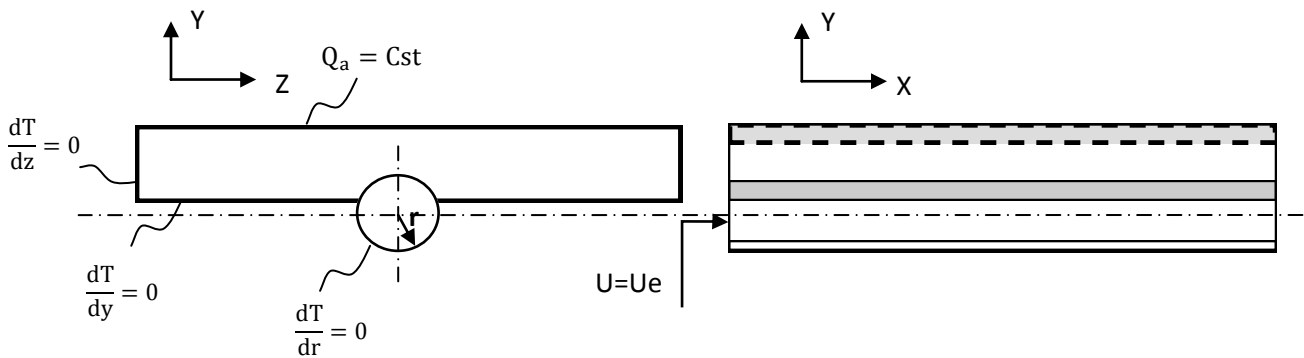
la paroi supérieure ( vitre ) est soumise à une Eclairment (densité de flux) solaire constant incident sur le capteur  $G^*$  ( $W.m^2$ )

Ces différentes conditions aux limites sous forme adimensionnelles peuvent être Résumées dans le tableau III.1:

**Tableau III.2:** Les conditions aux limites

Limite	Conditions Hydrodynamiques	Conditions Thermiques
Les parois gauche et droite de face latérale $Z=0.075\text{m}$ , $Z=-0.075\text{m}$ et $0\text{ m} < X < 1\text{m}$ , $0.0043\text{m} < Y < 0.0163\text{m}$ ,	$U=V=W=0$	$\frac{dT}{dz} = 0$
Paroi avant et l'arrière de face latérale de capteur (sans tube) $X = 0\text{m}$ , $X = 1\text{m}$ et $-0.075\text{ m} < Z < 0.075\text{m}$ , $0.0043\text{m} < Y < 0.0163\text{m}$ ,	$U=V=W=0$	$\frac{dT}{dx} = 0$
la face l'arrière (inferieure) de capteur (sans tube) $0 < X < 1\text{m}$ ,et $Y = 0.0043\text{ m}$ $-0.075\text{ m} < Z < -0.0043\text{ m}$ , $0.0043\text{ m} < Z < 0.075\text{m}$	$U=V=W=0$	$\frac{dT}{dy} = 0$
Les trois quarts inferieure de paroi extérieure de tube $r = 0.005\text{ m}$ , $-\frac{5\pi}{4} < \theta < \frac{\pi}{4}$ et $0 < X < 1\text{m}$ $Z=r \cos \theta$ , $Y=r \sin \theta$	$U=V=W=0$	$\frac{dT}{dr} = 0$
l'entrée de tube $X=0$ , $r = 0.005\text{ m}$ et $0 < \theta < 2\pi$ , $Z=r \cos \theta$ , $Y=r \sin \theta$	$U=U_e$ [m/s] $V=W=0$	$T=T_e$ [K]
la face avant (supérieure) de capteur $Y = 0.0163\text{m}$ , $0 < X < 1\text{m}$ et $-0.075\text{ m} < Z < 0.075\text{m}$	$U=V=W=0$	Flux solaire $Q = Q_a$ [W/m <sup>2</sup> ]

Toutes les conditions aux limites adimensionnelles pour le problème sont montrées dans la figure III-4.



**Figure.III.4 :** les conditions aux limites.



*Chapitre IV*  
***RESULTATS ET DISCUSSION***



**IV.1. INTRODUCTION**

Dans ce chapitre, on va présenter les résultats des paramètres suivants : rendement Thermiques et les températures au niveau des du plaque d'absorbeur, le couver de verre et de fluide caloporteur. Deux types des modèles ont été considérés :

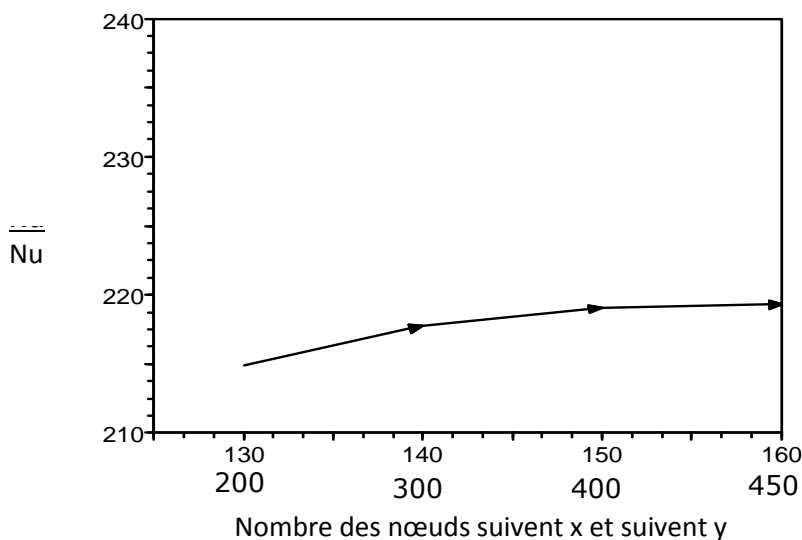
La première modèle est un modèle simplifié a été établi et appliqué pour l'analyse et la prédiction de performance thermique. Pour cela, nous avons mis au point un programme de calcule (FORTRAN), qui permet de réaliser le bilan énergétique global sur le capteur solaire plan

La deuxième modèle est un modèle numérique (CFD), qui consacrée à présenter essentiellement, l'impact de la intensité de flux solaire et les paramètres géométriques et physique surle capteur solaire plan.

Des comparaisons entre les résultats obtenues par le modèle simplifié et le modèle numérique (CFD), ainsi que les résultats des travaux antérieurs sont présentés et discutés.

**IV.2. CHOIX DU MAILLAGE DU MODELE NUMERIQUE**

L'influence de la taille et du nombre des nœuds sur la solution exprimée par le transfert thermique à la partie active « chauffée » est illustrée par les graphes de figure IV.3 et IV.2. La variation de température devient insensible au nombre de nœuds, et le nombre de Nusselt moyenne devient constant à partir de la grille 150×400.



**Figure IV. 1** : Nombre de Nusselt moyen le long de la partie chauffée (plaque d'absorbeur)

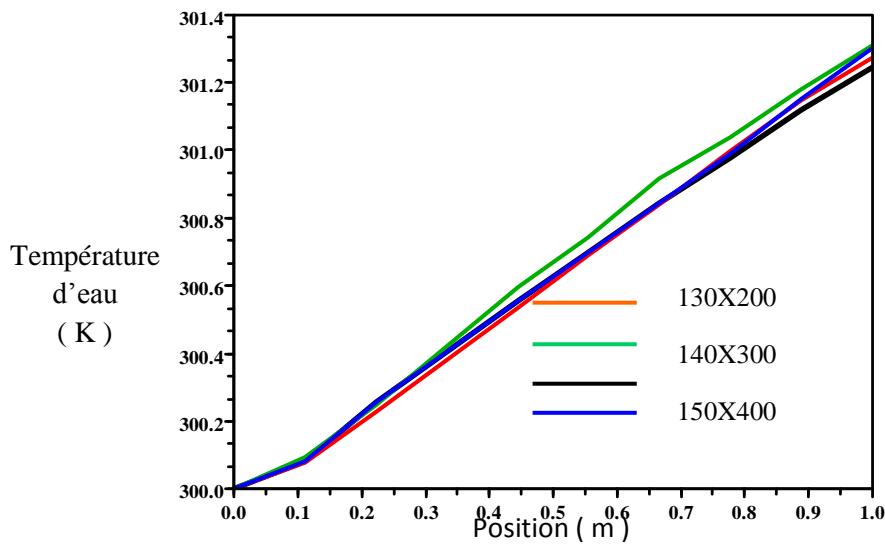


Figure IV.2 :Température en fonction de position

### IV.3.VALIDATION DES RESULTATS

Afin de vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans notre travail avec la méthode numérique (CFD) par le code FLUENT, un modèle simplifié a été établi et appliqué pour l'analyse et la prédiction de performance thermique, et pour cela, nous avons mis au point un programme de simulation (Fortran) qui permet de réaliser le bilan énergétique global sur le capture solaire plant. La validation de nos résultats a été faite en comparant avec les études numériques de K. Vasudeva Karanth[24] et al et Yeh HM et al [30], qui sont disponibles dans la littérature. On a gardé les mêmes conditions de Yeh HM et al qui sont présentées dans l'exemple mis dans l'annexe de la présente mémoire, où la variation est dans les paramètres suivants : débit massique ( $\dot{m}$ ), nombre des tubes ( $n$ ), l'intensité de flux solaire ( $I_0$ ) et température d'entrée ( $T_{fi}$ ).

K. VasudevaKaranth et al ont obtenu leurs résultats numériques en utilisant le modèle « Discret transfert Radiation Model (DTRM) » de code FLUENT [31]. Ce modèle est adopté pour le transfert de chaleur par rayonnement solaire en appliquant le modèle de charge solaire (irradiation solaire) intégré dans le code FLUENT selon la localisation géographique.

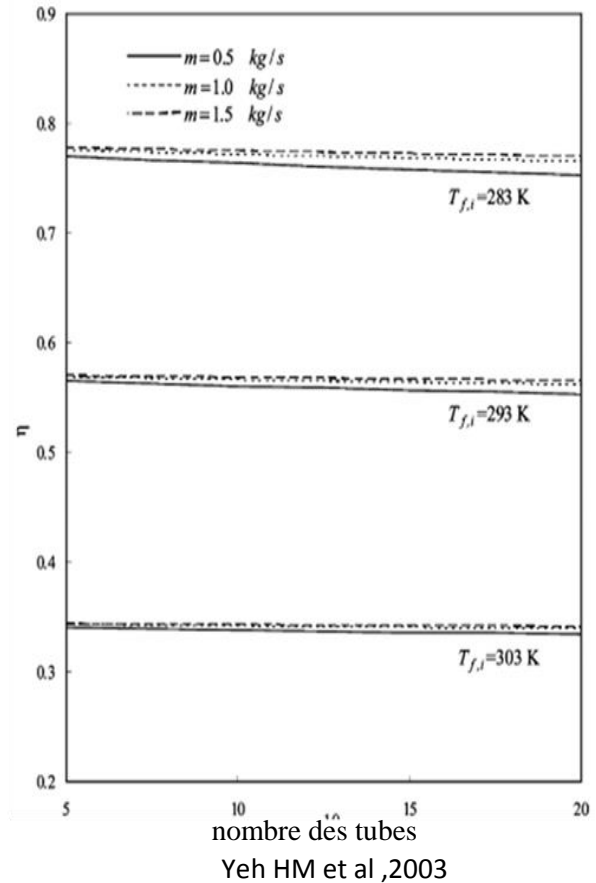
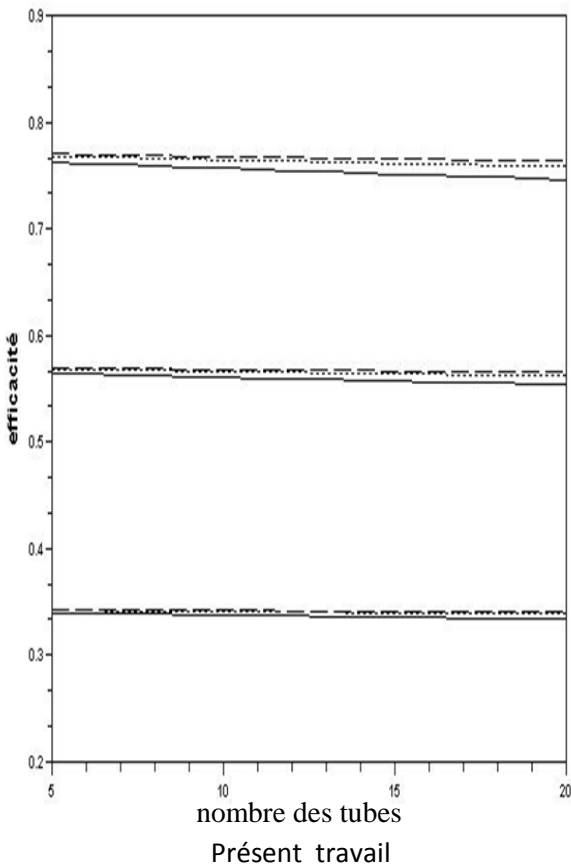
Notre validation de ce modèle (DTRM) est utilisé pour l'analyse et suivre l'irradiation solaire en prenant le 21 février comme le jour de l'irradiation solaire .L'analyse est effectuée pendant

## CHAPITRE IV RESULTATS ET DISCUSSION

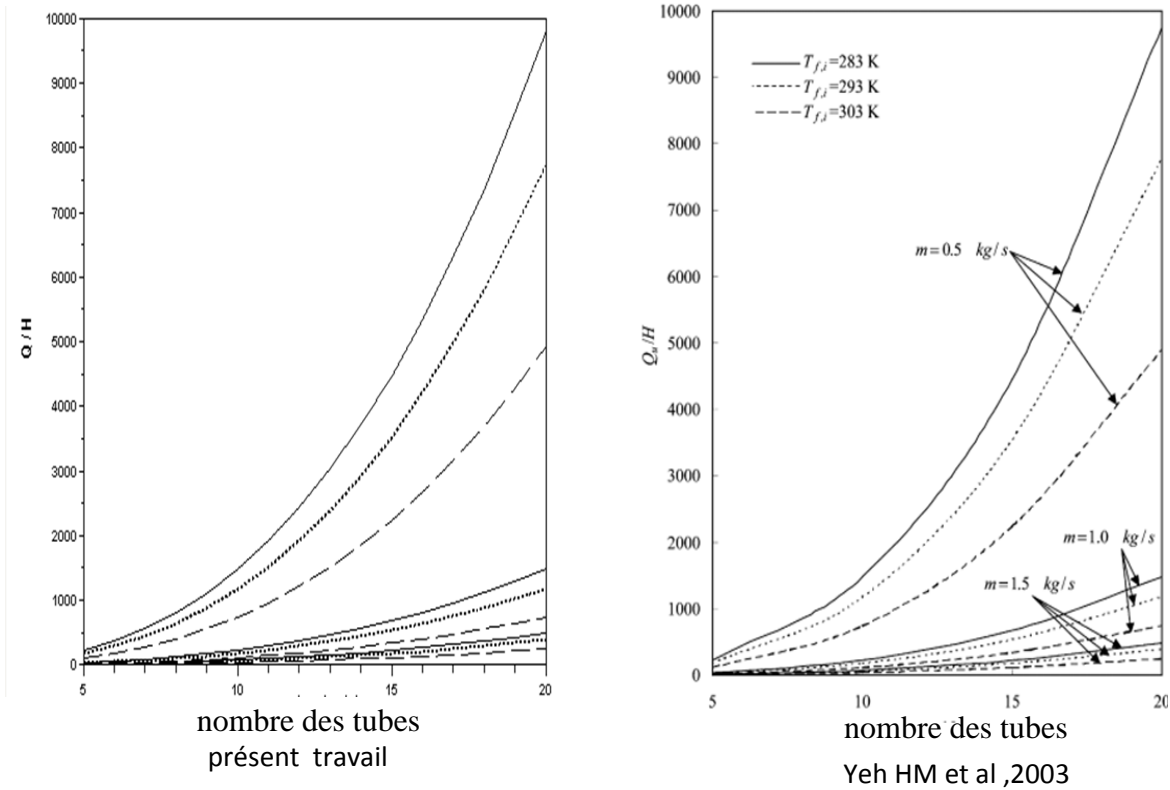
11 heures, avec des bonnes conditions météorologiques à longitude et à latitude de  $74.793470^\circ$  et  $13.350770^\circ$  respectivement en calculant le rayonnement solaire avec les paramètres suivants: vitesse d'entrée  $V4 = 0.005$  m/s,  $V5 = 0.01$  m/s et  $V6 = 0.05$  m/s. , la température d'entrée du fluide  $T_{in}=300$  k

### IV.3.1. Modèle Simplifié

Les résultats sont basés sur les études des influences géométriques et thermiques sur l'efficacité d'un capteur solaire plan avec une validation à partir des littératures. L'effet de l'allongement de collecteur comme nombre de tube (n) sur l'efficacité de collecteur  $\eta$  et le rapport  $Q_u/H$  a été étudié théoriquement.



**Figure IV .3:**Effet de nombre des tubes sur l'efficacité de capteur solaire à  $I_o = 500$ W/m<sup>2</sup>



**Figure IV .4:**Effet de nombre des tubes sur le rapport  $Q_u/H$

Les résultats théoriques de l'exemple numérique donné sont montrés dans les figure IV.3et IV.4 . Nous avons noté qu'avec le surface constante de collecteur  $A_c$  , l'efficacité de collecteur augmente avec le décroissement de température d'entrée d'eau .C'est dû au fait que la température plus basse d'eau a la capacité élevée d'être chauffée. Nous avons également trouvé dans la figure. IV.4 que la diminution de l'efficacité de collecteur  $\eta$  est plus faible lorsque la température d'entrée est plus élevée à  $I_o$  constant. C'est par ce que l'eau de la température plus élevée a besoin d'une valeur élevée de  $I_o$  pour gagner l'énergie utile et pour surmonter la perte de chaleur. La Figure .IV.3 prouve également que l'efficacité de collecteur augmente lorsque le nombre des tubes diminue (c.-à-d.  $I$  augmente).

IV.3.2.Modèle Numérique

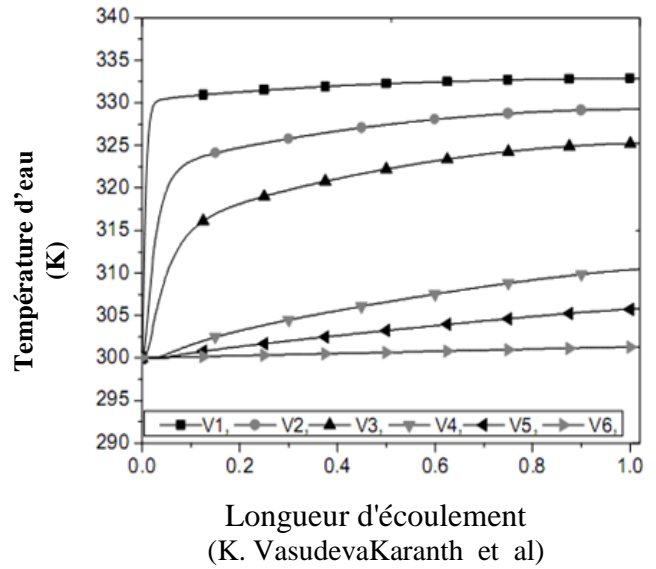
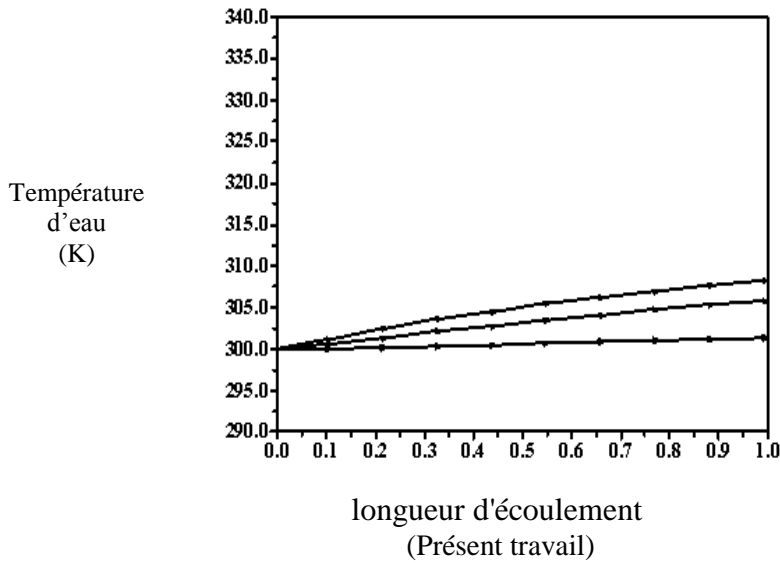


Figure IV. 5: Distribution de la température de fluide caloporteur (l'eau) correspondant à 11h en fonction des vitesses d'entrée variable

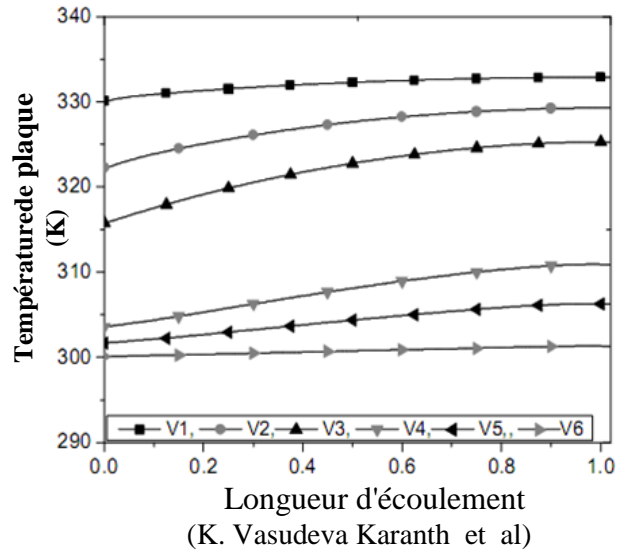
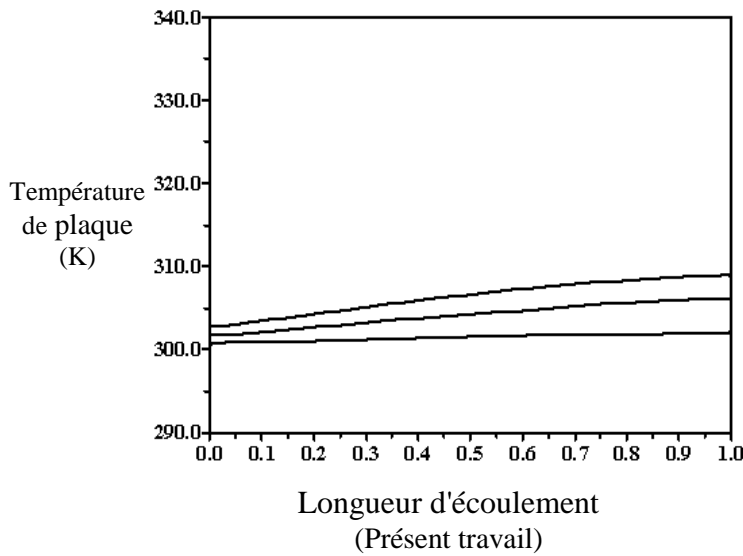


Figure IV. 6: La température de la plaque d'absorbeur correspondante à 11h en fonction de vitesse d'entrée variable

Dans les figures IV.5 et IV.6 , on voit clairement que la plaque d'absorbeur et d'eau devient presque uniformément chauffé à différentes vitesses . Sur la figure IV.6, correspondant à différentes vitesses, la température de la plaque d'absorption et d'eau sont des températures plus élevée vis- à-vis des vitesses faibles. Ceci est dû au fait que, à des vitesses plus faibles, la composante de convection de l'eau qui s'écoule dans le tube absorbeur est très limitée et donc la

dissipation de chaleur à partir de la plaque de d'absorption à l'eau n'est pas significative. Cependant, avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement, l'effet de convection fait baisser la température de la plaque d'absorbeur, et la tendance de l'eau circulant dans le tube absorbeur pour absorber la chaleur se réduit en raison d'un meilleur mélange à des vitesses plus élevées comme illustré dans la figure IV.5.

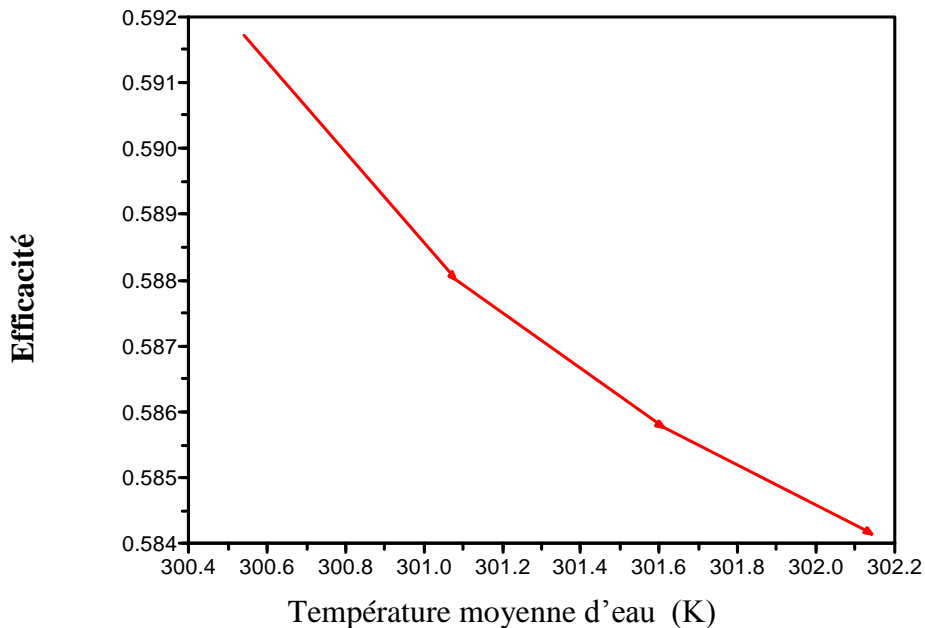
**IV. 4.LES RESULTATS**

Nos résultats sont basés sur les même conditions aux limites et d'opération illustrées précédemment dans le chapitre II et III de notre model numérique et avec les variations des paramètre suivants : vitesse d'entrée  $V_e$ , flux solaire  $I_o$ , L'angle d'inclinaison du capteur, l'émissivité de vitre  $\epsilon_g$  et l'absorptivité de plaque  $\epsilon_p$ .

**IV.4.1.Modèle simplifié**

*Evolution du rendement du capteur solaire plan*

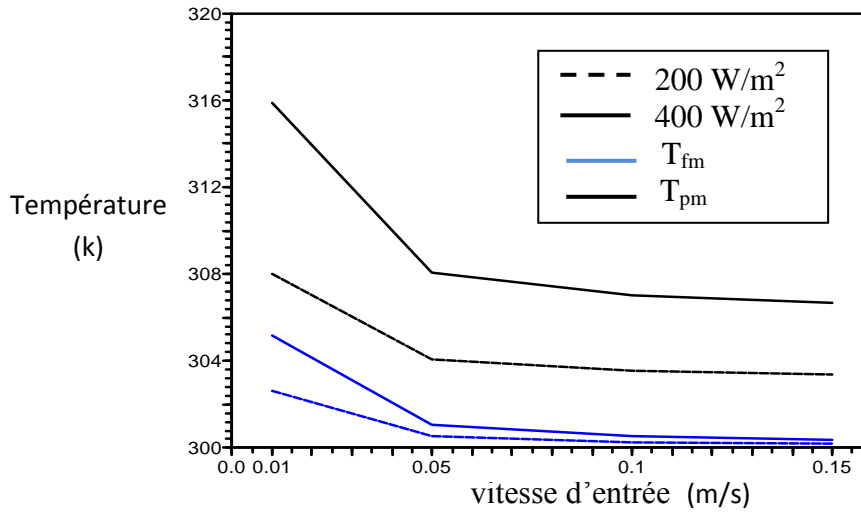
La figure IV.7 montre la variation de l'efficacité en fonction de température moyenne du fluide caloporteur à vitesse d'entrée constante ( $V=0.05m/s$ ).



**Figure IV.7 :** Efficacité en fonction de température moyenne du fluide caloporteur à vitesse d'entrée constante ( $V=0.05m/s$ )

Dans la figure IV.7 on remarque une augmentation de l'efficacité avec l'augmentation de la température moyenne du fluide caloporteur à vitesse d'entrée constante ( $V=0.05m/s$ ).

*L'effet de la vitesse d'entrée sur le capteur solaire*



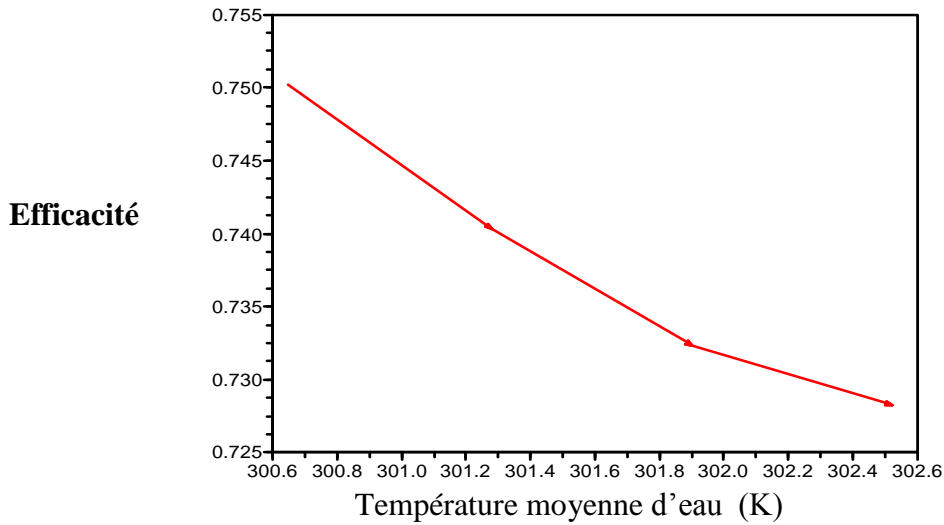
**Figure IV.8 :** T<sub>fm</sub> et T<sub>pm</sub> en fonction de la vitesse d'entrée à flux constant

La figure IV.8 présente la diminution de température de plaque d'absorbeur et d'eau avec l'augmentation de vitesse d'entrée, et en outre la température de plaque augmente avec l'augmentation de flux solaire. La température d'eau est toujours inférieure à la température de plaque d'absorbeur, et on peut expliquer ces résultats par la même manière que celle du cas précédent de partie de validation concernant l'effet de vitesse d'entrée.

**IV.4.2. Modèle numérique**

*Evolution du rendement du capteur solaire*

La figure IV.9 montre la variation d'efficacité en fonction de température moyenne du fluide caloporteur à vitesse d'entrée constante (V=0.05)

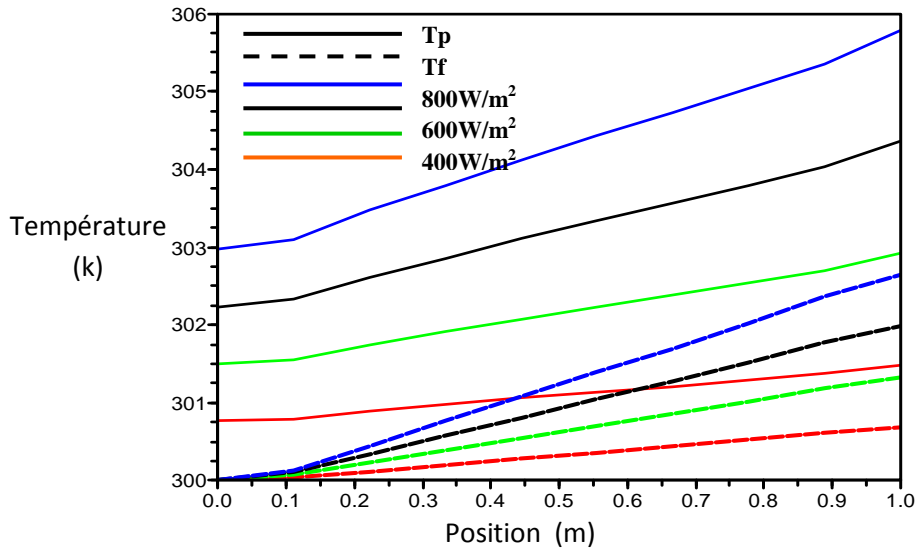


**Figure IV.9:** Efficacité en fonction de température moyenne du fluide caloporteur à vitesse d'entrée constante ( $V=0.05$ )

Dans la figure IV .9 on constate la diminution de l'efficacité avec l'augmentation de température moyenne du fluide caloporteur

***L'effet du flux solaire sur le capteur solaire***

La figure IV.10 montre la variation de la température du fluide ( $T_f$ ) et de la plaque ( $T_p$ ) sur les deux axes parallèles au-dessus de plaque d'absorbeur et à l'intérieur de tube absorbeur.

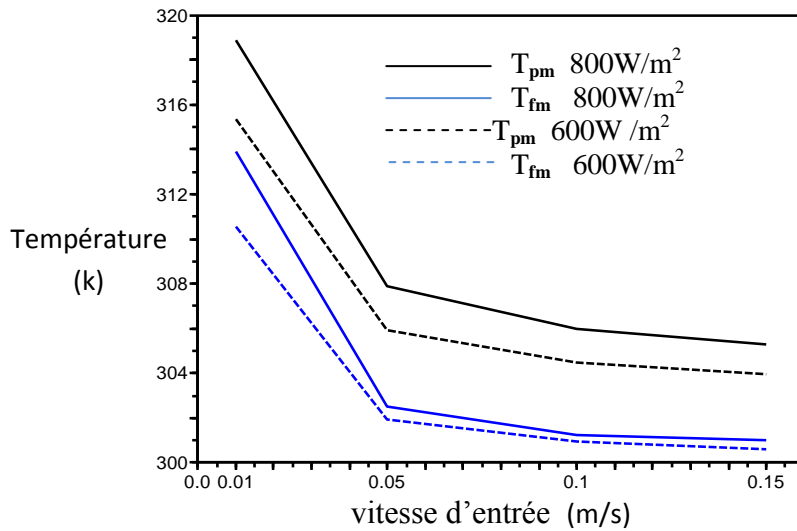


**Figure IV.10 :** Variation des températures du fluide caloporteur ( $T_f$ ) et de plaque d'absorbeur ( $T_p$ ) en fonction de la position pour différents flux solaires à vitesse constante ( $V=0.1 \text{ m/s}$ )

La figure IV.10 présente l'augmentation de température de plaque et d'eau au long du capteur avec l'augmentation de flux solaire. On peut expliquer ces résultats que l'effet de convection fait baisser la température de la plaque d'absorbeur à l'entrée de tube où elle diminue jusqu' à la sortie



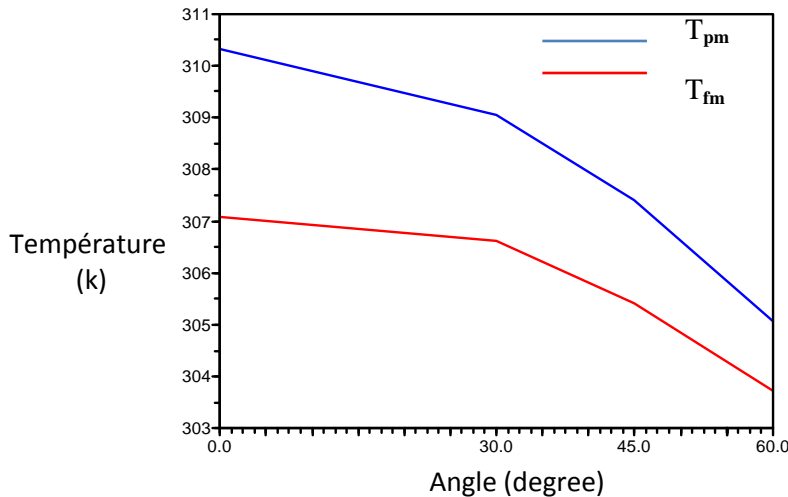
*L'effet de la vitesse d'entrée sur le capteur solaire*



**Figure IV. 11 :**  $T_{fm}$  et  $T_{pm}$  en fonction de vitesse d'entrée à flux solaire constant (800 et 600 W/m<sup>2</sup>)

Dans la figure IV. 11 on voit que les températures moyennes de fluide  $T_{fm}$  et de plaque  $T_{pm}$  diminuent avec l'augmentation de vitesse d'entrée, et ici c'est la même explication que celle du cas précédent de la figure IV. 5.

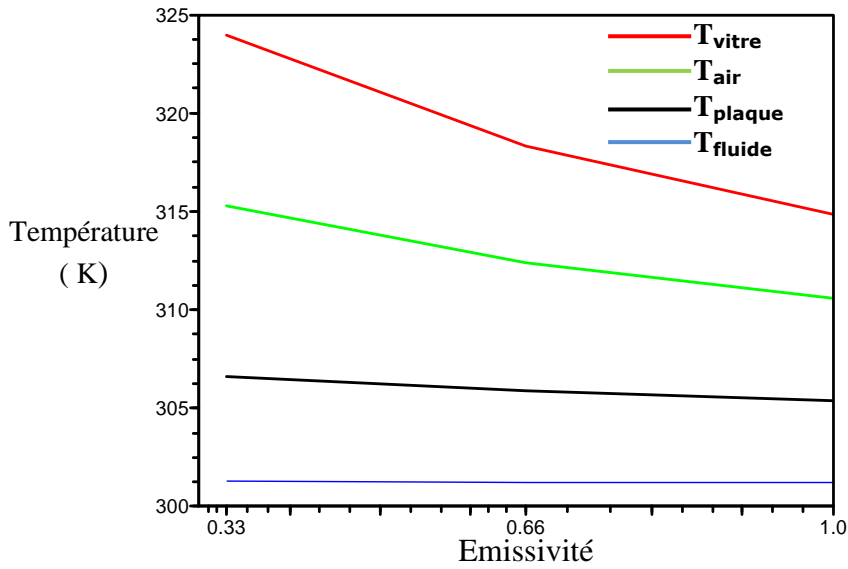
*L'effet du L'angle d'inclinaison sur le capteur solaire plan*



**Figure IV. 12:** L'angle d'inclinaison du capteur en fonction des températures moyennes de plaque ( $T_{pm}$ ) et fluide ( $T_{fm}$ ) pour  $G= 400$  W/m<sup>2</sup> et  $V=0.0$  m/s

Dans la figure IV .12: on constate que la diminution de température avec l'augmentation d'angle d'inclinaison du capteur. C'est dû au fait que l'angle a plus basse vis-à-vis a plus capacité de flux solaire incident traverser le vitre sans être diffusé.

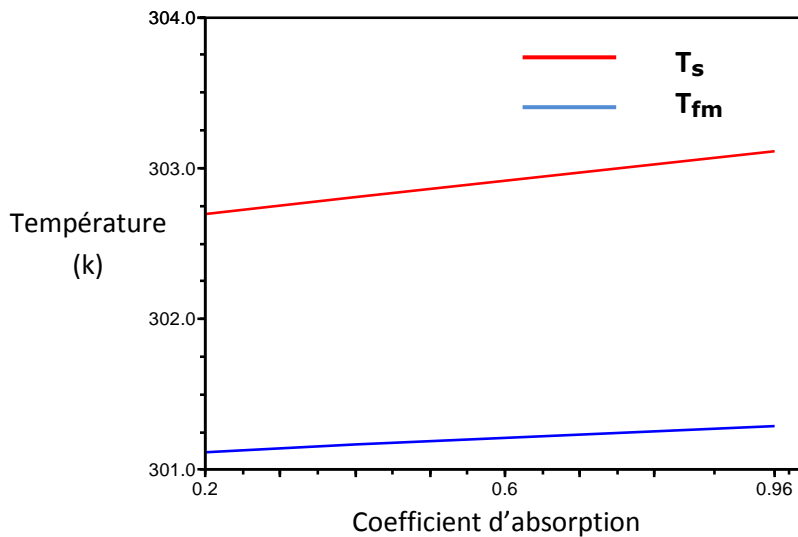
*L'effet de l'émissivité de vitre sur le capteur solaire*



**Figure IV. 13:** Variation des températures  $T_{\text{vitre}}$ ,  $T_{\text{air}}$ ,  $T_{\text{plaque}}$  et  $T_{\text{fluide}}$  en fonction l'émissivité de vitre

Dans la figure IV.13 : on remarque une diminution des températures de vitre ( $T_{\text{vitre}}$ ), d'air ( $T_{\text{air}}$ ) et de plaque d'absorbeur ( $T_p$ ) avec l'augmentation d'émissivité. La variation de température d'eau ( $T_f$ ) est à peu près constante. C'est dû au fait que l'émissivité plus basse de vitre a la capacité élevée pour piéger le flux solaire interne diffusé et donc l'augmentation de l'effet de chauffage par l'effet de serre

*L'effet de l'absorptivité de plaque d'absorbeur sur le capteur solaire*

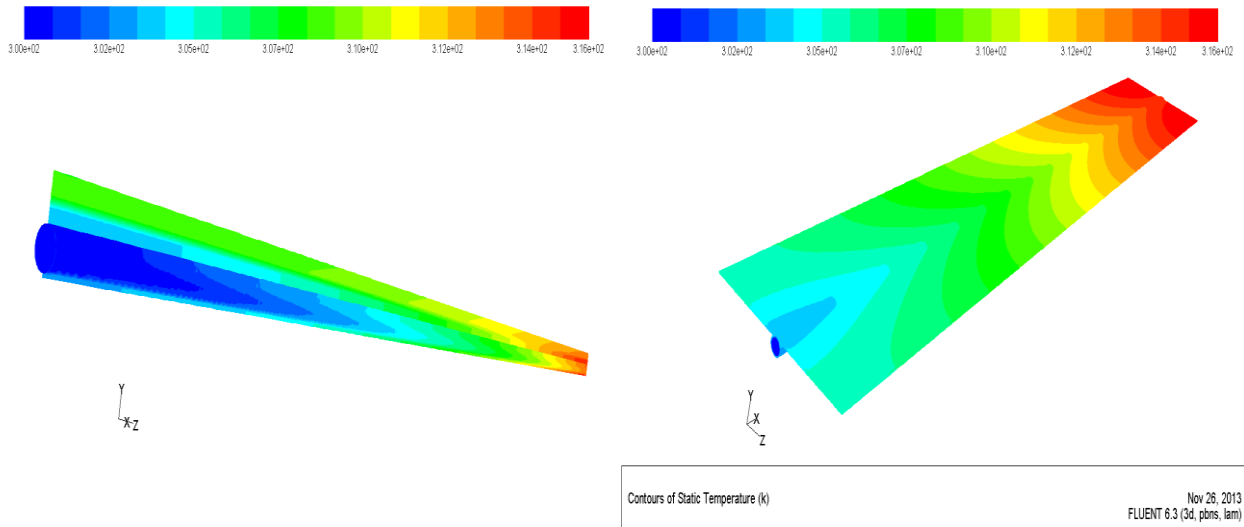


**Figure IV.14 :** Variation d'absorptivité de plaque d'absorbeur en fonction des températures moyennes  $T_{\text{fm}}$  et sortie  $T_s$

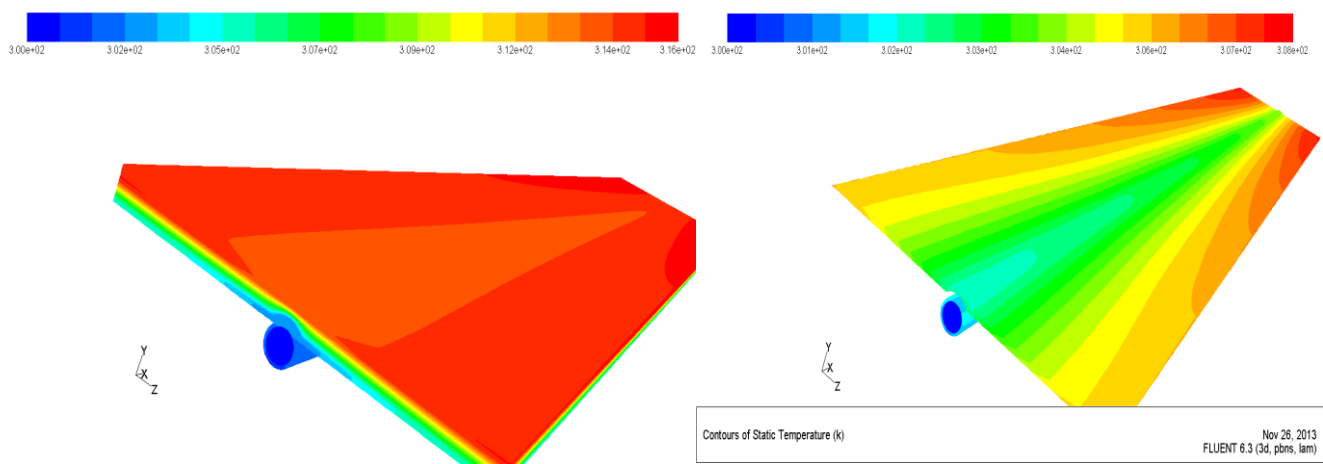
## CHAPITRE IV RESULTATS ET DISCUSSION

Dans la figure IV.14: on remarque d'augmentation de température avec l'augmentation de coefficient d'absorption  $\alpha_{ps}$

### *Distribution de température sur le capteur solaire*



**Figure IV.15 :** Distribution de température sur la surface externe de la plaque et de tube d'absorbeur pour  $V = 0.01$  m/s et  $G = 400$  W/m<sup>2</sup>



**Figure IV.16:** Distribution de température sur la couverture du verre et la plaque d'absorbeur pour  $V = 0.15$  m/s et  $G = 800$  W/m<sup>2</sup>

IV.5. COMPARAISON ENTRE LES DEUX MODELES SIMPLIFIE ET NUMERIQUE

La figure IV .17 illustre la variation de la température de fluide caloporteur (l'eau) en fonction de la vitesse d'entrée.

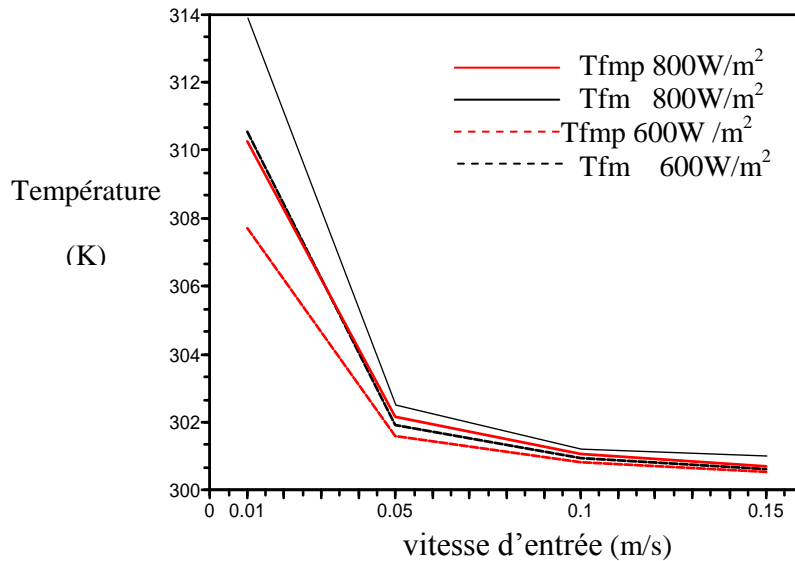


Figure IV.17: Comparaison entre les résultats de modèle simplifié et ceux de la méthode numérique

On remarque que les températures moyennes de fluide caloporteur ( $T_{fm}$  et  $T_{fmp}$ ) pour les deux modèles diminuent avec l'augmentation de vitesse d'entrée. Les résultats qui sont obtenus par l'utilisation des deux modèles sont qualitativement similaires, cependant, il y a un écart entre les deux valeurs de température dans le cas de vitesse faible. C'est dû au fait que la simplification de modèle simplifié qui utilise des formulations empiriques ( $U_T$  et  $h_w$ ), d'une part, et d'autre part, dans le modèle numérique, la convection naturelle entre la couverture de verre et l'air ambiant à l'extérieur n'est pas considérée, par contre dans le modèle simple, la convection par l'air extérieur est prise en considération par  $h_w$ , et par conséquent les valeurs des températures du modèle simple est toujours inférieure aux températures du modèle numérique.



**CONCLUSION  
GENERALE**

## CONCLUSION GENERALE

Cette étude vise la conception et l'analyse de la performance thermique d'un capteur solaire plan destiné à la production de l'eau sanitaire et /ou le chauffage résidentiel. Après avoir passé en revue de quelques données astronomiques nécessaires à toute étude de dispositifs solaires, une étude numérique a été entreprise, elle porte sur la simulation des écoulements et des échanges de chaleur dans le capteur solaire. Pour ce faire, un modèle simplifié a été adopté et qui permet de réaliser le bilan énergétique global sur le capteur solaire plan.

Une étude par modèle numérique (CFD) a été également effectuée pour présenter essentiellement, l'impact de l'intensité de flux solaire et les paramètres géométrique et physique sur le capteur solaire plan. Afin d'étudier la validation des résultats du modèle simplifié et du modèle numérique (CFD), des comparaisons avec les résultats de la littérature ont été effectuées .

Les résultats obtenus:

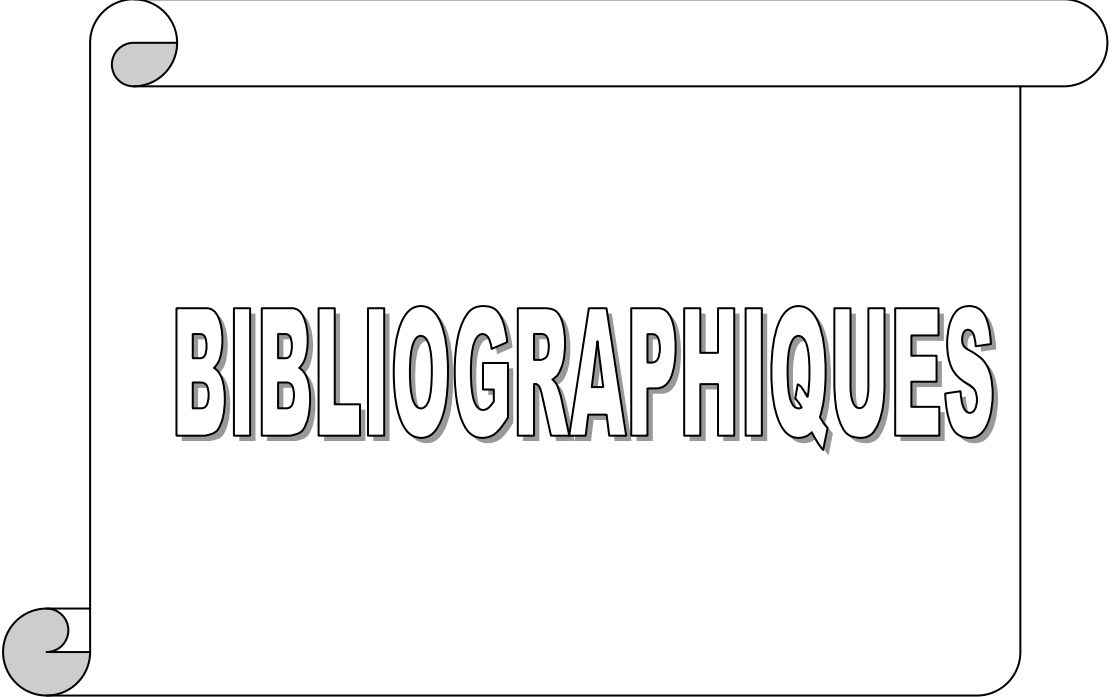
✚ Par le modèle simplifié (bilan énergétique), nous conduisent à conclure que :

- L'efficacité de collecteur augmente avec les effets des paramètres suivants:
  - L'augmentation de vitesse d'entrée et de température moyenne de fluide caloporteur
  - La diminution du flux solaire, de la température d'entrée et du nombre des tubes

✚ Par le modèle numérique (CDF), nous conduisent à conclure que :

- L'efficacité de collecteur augmente avec l'augmentation de température moyenne de fluide caloporteur.
- La plaque d'absorbeur et le fluide caloporteur deviennent presque progressivement chauffés pour un flux solaire et une vitesse d'entrée constants.
- Les températures de plaque d'absorbeur et de fluide caloporteur diminuent avec l'augmentation de vitesse d'entrée et la diminution de flux solaire,
- La température de fluide caloporteur est toujours inférieure à la température de plaque d'absorbeur.

- L'enveloppe transparente en verre (glass cover) joue un rôle très intéressant pour la variation de la température sur le capteur solaire, là où les températures de vitre ( $T_{\text{vitre}}$ ), d'air ( $T_{\text{air}}$ ) et de la plaque d'absorbeur ( $T_p$ ) diminuent avec l'augmentation d'émissivité, cependant la variation de température d'eau ( $T_f$ ) est à peu près constante.
- Avec l'augmentation de l'angle de flux solaire incident, la capacité du flux solaire incident à travers le capteur devient de plus en plus limitée, ce qui provoque la réduction de température. Ceci influe directement sur la température de sortie du fluide et par la suite sur le rendement du système.
- Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence de coefficient d'absorption  $\alpha_{ps}$  de la plaque d'absorbeur du capteur solaire plan sur la température moyenne de fluide à la sortie. Il apparaît clairement que les deux températures sont des fonctions proportionnelles au coefficient d'absorption.
- D'après la comparaison entre les résultats des deux modèles, on constate que ces résultats sont qualitativement similaires avec un écart entre les valeurs des températures obtenues analytiquement et celles obtenues numériquement en cas de vitesse d'entrée faible, et ça est due à la simplification de notre modèle simplifié qui utilise des formules empiriques.

A graphic of a scroll with a black outline and a grey shadow. The scroll is unrolled, showing a white surface. The word "BIBLIOGRAPHIQUES" is written in the center in a bold, white, sans-serif font with a black outline and a grey drop shadow.

**BIBLIOGRAPHIQUES**



## BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Sonalgaz - Potentialités et perspectives pour les Energies renouvelables en Algérie - Séminaire Algéro-Allemands sur le partenariat dans le domaine de l'Energiesolaire Hôtel EL DJAZAIR le 25 janvier 2011
- [2] J, Bernard. Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [3] A, H, Khedim. Energie solaire et son utilisation sous forme thermique et Photovoltaïque , Centre de Publication Universitaire. (2003).
- [4] Z, Sen. Solar energy fundamentals and modeling techniques, Springer. (2008).
- [5] R, Bernard; G, menguy; M, Schwartz. Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications, Technique et Documentation. (1979).
- [6] J, A, Duffie; W, A, Beckman. Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons. (1980).
- [7] A, Sfeir ; G,Guarracino. Ingénierie des systèmes solaires, Technique et Documentation, Paris. (1981).
- [8] Ch, Perrin de Brichambaut; C, Vauge. Le gisement solaire, Technique et Documentation, Paris. (1982).
- [9] J, Bonal; P, Rossetti. Les énergies alternatives, Omniscience. (2007).
- [10] O, Sotehi. Etude des caractéristiques de fonctionnement et de la performance d'un distillateur solaire; thèse de magistère, Université de Constantine. (2009).
- [11] P, H, Communay. Héliothermique : le gisement solaire, méthodes et calculs, Groupe de Recherche et d'Édition, France. (2002).
- [12] N, Bellel. Contribution à la réalisation et simulation d'un capteur plan à eau type collecteur; thèse de magistère, Université de Constantine. (1989).
- [13] D, K, Edwards. Capteurs solaires, Edition SCM, paris. (1979).
- [14] U, Eiker. Solar technologies for buildings, John Wiley sans Sons, England. (2001).
- [15] Chantal Lovoie , Etude de l'atténuation du rayonnem solaire par couvert de neige en Dronning Maud Land , Amtarctique . Université de Sherbrooke
- [16] Duffie, J. A., Beckman, W. A., Solar engineering of thermal processes. 1980, 2 Ed, Wiley-Interscience
- [17] Klein SA, Klein SA. Calculation of flat-plate loss coefficients. Solar Energy 1975;17:79.
- [18] Hottel HC, Woetz BB. Transaction of the American Society of Mechanical Engineering 1942;64:91.
- [19] Yves JANNOT , Thermique solaire . Octobre 2003.
- [20] S .V. Patankar. "*Numerical heat transfer and fluid flow*". Hemisphere publishing

- [21] Kamminga W., 1985, the approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 28, No. 2, pp.433-440. corporation, États-Unis d'Amérique, (1980).
- [22] Wang X. and Wu L., 1990, Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays, *solar energy*, 45, 2, 71-78.
- [23] Hilmer F., Vajen K., Ratka A., Ackermann H. Fuhs W. and Melsheimer O. 1998, Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate, *Solar Energy* Vol. 65, No. 5, pp. 305-321
- [24] K. Vasudeva Karanth, Manjunath M. S., N. Yagnesh. Sharma, (2011), "Numerical Simulation of a Solar Flat Plate Collector using Discrete Transfer Radiation Model (DTRM) – A CFD Approach", *International Conference of Mechanical Engineering (ICME 2011)*, World Congress of Engineers 6 – 8 July 2011, London, U.K. [10] *Fluent user's guide, Volume I to IV*
- [25] Manjunath M. S., K. Vasudeva Karanth, S., N. Yagnesh. Sharma, (2011), "Three Dimensional Numerical Analysis of Conjugate Heat Transfer for Enhancement of Thermal Performance using Finned Tubes in an Economical Unglazed Solar Flat Plate Collector", *International Conference of Mechanical Engineering (ICME 2011)*, World Congress of Engineers, 6 – 8 July 2011, London, U.K.
- [26] Volker Weitbrecht, David Lehmann and Andreas Richter. 2002. Flow Distribution solar collectors with laminar flow conditions. *Solar Energy*. 73(6): 433-441.
- [27] Duffie J.A and W.A. Beckman. 1991. *Solar Engineering of Thermal processes*. 2<sup>nd</sup> (Edn.) John Wiley and Sons New York, USA. p. 488.
- [28] P. Sivakumar .Performance Improvement Study Of Solar Water Heating System. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. January 2012
- [29] Welty JR, Wick CE, Wilson RE. *Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer*, 3rd ed. NewYork, 1984.
- [30] Yeh HM, Lin TT. Effect of aspect ratio on the collector efficiency of sheet-and-tube solar water heaters with the consideration of hydraulic dissipated energy air heaters. *Renewable Energy* 28 (2003) 1575–1586
- [31] *Fluent 6.3*, Fluent Inc., Cavendish Court Lebanon, NH, 03766, USA.
- [32] <http://www.dii-eumena.com/fr/pays.html>
- [33] *International Energy Agency of Solar Heating and Cooling Programme, Data-Annual Report 2001*.
- [34] Les différents types de capteurs solaire  
[http://www.raee.org/docs/FORMATION\\_SOLAIRE\\_NCNFPT/IASDER\\_capteurs\\_marche.pdf](http://www.raee.org/docs/FORMATION_SOLAIRE_NCNFPT/IASDER_capteurs_marche.pdf)

- [35] N.Akhtar, S.C. Mullick, Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing, *Energy* 32(2007) 1067–1074.
- [36] Klein S., Duffie J., and Beckman W., 1974, Transient considerations of flat-plate solar collectors, *Trans. of ASME: Journal Engineering for Power* vol. 96A, pp. 109-113.
- [37] De Ron A., 1980, Dynamic modelling and verification of a flat-solar collector, *Solar Energy*, 24, 117-128.
- [38] J. Blazek Et Al, «Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications», ELSEVIER, First edition, 2001

A graphic of a scroll with a white background and a black outline. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a grey shadow to indicate depth. The word "ANNEXE" is written in the center of the scroll in a bold, black, sans-serif font with a slight 3D effect.

**ANNEXE**

## ANNEXE

### L'exemple de calcul (Yeh HM et al )

Le suivant sont les propriétés physiques utilisées dans les résultats de validation :

$Ac = Bl = 2.25 \text{ m}^2$ ;  $L = nl = Ac / W = 15 \text{ m}$ ;  $B = nW = Ac / l$ ;  $W = 0.15 \text{ m}$ ;  $\tau_g = 0.875$ ;  $I_0 = 0.5$   
 $\alpha_p = \varepsilon_p = 0.96$ ;  $\varepsilon_g = 0.88$ ; and  $1.0 \text{ kJ/m}^2 \text{ s}$ ;  $Di = 0.01 \text{ m}$ ;  $D = 0.011 \text{ m}$ ;  $Ta = 283 \text{ K}$ ;  $Tf, i = 283, 293 \text{ et } 303 \text{ K}$ ;  $ls = 0.05 \text{ m}$ ;  $ks = 4.5 \times 10^5 \text{ kJ/ s m K}$ ;  $Kt = 3.84 \times 10^{-1} \text{ kJ / s m K}$ ,  $V = 1.0 \text{ m/s}$ ;  
 $N = 1$  ;  $d = 0.0005 \text{ m}$ ;  $b = 45^\circ$ ;  $\dot{m} = 0.5 - 1.5 \text{ kg/s}$  debit d'eau.