

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila
Institut des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique et Electromécanique



N°Ref :.....

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de

MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique.

THEME

**Systeme hybride combinant capteurs thermiques et
matériaux à changement de phase (PCM).**

Réalisé par :

- ZOUAGHI ALAEDDINE
- SIFOUNE ASSAM
- KHIAT AYOUB

Soutenu devant le jury :

Mis. DERDOURI. A	MCB	Président
Mr. BOUCHOUCHA	MAA	Examineur
Mr. DEBBAH. DJ	MCB	Rapporteur
Mr. FATMI. H	MRA	Co- encadreur

Année universitaire : 2024/2025

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

REMERCIEMENTS

Louange à Dieu, le Tout-Puissant, qui nous a accordé la santé, la patience et la détermination nécessaires à l'accomplissement de ce travail. C'est par Sa grâce et Sa miséricorde que cet objectif a pu être atteint. Nous Le remercions infiniment pour Son soutien tout au long de ce parcours

*Nous exprimons notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à notre professeur Monsieur **Debbah Djoubeir**, encadrant de ce travail, pour ses orientations scientifiques pertinentes, ses remarques constructives et son accompagnement constant. Sa confiance et son soutien ont été pour nous une source précieuse de motivation*

Nous adressons également nos remerciements les plus sincères aux membres du jury, pour avoir accepté d'évaluer ce mémoire et pour les observations précieuses qu'ils ne manqueront pas d'apporter, enrichissant ainsi notre travail tant sur le plan scientifique que méthodologique. Leur présence nous honore

Enfin, nous tenons à remercier chaleureusement toutes les personnes qui nous ont soutenus de près ou de loin : enseignants, collègues, amis et membres de nos familles, pour leurs conseils, encouragements et appuis tout au long de cette aventure académique

Nous implorons Dieu de faire que ce travail soit utile, qu'il soit accompli dans la sincérité, et qu'il serve à faire progresser la science et la connaissance

Dédicace

Louange à Dieu, en premier et en dernier

À ceux qui furent la cause de notre existence après Dieu, À nos chers parents, notre fierté et notre soutien dans cette vie, Nous dédions ce modeste travail en témoignage de gratitude et d'amour pour tout ce qu'ils ont fait et continuent de faire pour nous.

À nos frères et soeurs, qui ont partagé avec nous les moments de fatigue et de réussite, Merci pour vos coeurs pleins d'amour, pour votre soutien constant, et pour votre présence reconfortante.

Et à tous ceux qui nous ont tendu la main, ne serait-ce qu'avec un mot, un conseil ou une orientation professeurs, collègues, amis. Nous vous adressons toute notre reconnaissance. Vous êtes les véritables partenaires de cette réussite, et votre aide restera à jamais gravée dans nos mémoires.

ملخص

يُعد توفير مياه الشرب من أكثر القضايا إلحاحًا في عصرنا، حيث تتزايد الحاجة إلى المياه بينما تتناقص الموارد الطبيعية أو تختفي تمامًا. ويمكن لتحلية مياه البحر و/أو المياه المالحة أن تسهم في زيادة الموارد المائية، إلا أن هذه العملية تتطلب كمية كبيرة من الطاقة، مما ينعكس على تكلفة المياه. وفي المناطق ذات التعرض الشمسي العالي، يبدو التقطير الشمسي حلًا واعدًا للغاية. ومع ذلك، فإن المشكلة تكمن في انخفاض كفاءة هذا النوع من العمليات. وللتغلب على هذا العيب، يستكشف هذا العمل الجمع بين مُقطّر شمسي ونظام هجين كهروضوئي/حراري (PV/T) باستخدام مواد تغيير الطور (PCMs). بعد وضع موازنات حرارية تُجسد السلوك الحراري الانتقالي للمجمّع الهجين PV/T والمُقطّر مع مادة PCM يتم حل الأنظمة الناتجة من المعادلات التفاضلية غير الخطية المقترنة باستخدام طريقة رونج-كوتا من الدرجة الرابعة. وتُظهر النتائج تأثير مادة تغيير الطور على أداء المقطّر، إذ يصل إنتاج النظام المزوج إلى حوالي 2.5 كغ/م²·سا، وهو أعلى من إنتاج المقطّر العامل بمفرده، والذي يبلغ حوالي 1.05 كغ/م²·سا. كما تدرس أيضًا تأثيرات العديد من المعاملات على أداء النظام المزوج.

الكلمات المفتاحية: مُقطّر مسطح، مجمّع هجين PV/T، الإنتاج، مواد تغيير الطور، النظام الانتقالي.

Abstract

The supply of drinking water is one of the most pressing issues of our time, as water demand is increasing while natural resources are diminishing or even disappearing. The desalination of seawater and/or brackish water can help increase water potential, but this process requires a large amount of energy, which contributes to the cost of water. In regions with high solar exposure, solar distillation appears to be a very promising solution. However, the challenge lies in the low efficiency of this type of process. To overcome this drawback, this work explores the combination of a solar distiller and a hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) system with phase change materials PCMs.

After establishing thermal balances reflecting the transient thermal behavior of the hybrid PV/T collector and the distiller with PCM, the resulting coupled systems of nonlinear differential equations are solved using the fourth-order Runge-Kutta method. The results reveal the effect of the PCM on the distiller's performance. The output of the coupled system reaches a value of approximately 2.5 kg/m²·h, which is higher than that of the distiller operating alone, which is about 1.05 kg/m²·h. In addition, the influence of various parameters on the performance of the coupled system is studied.

Keywords: Flat distiller, Hybrid collector PV/T, Production, PCM, Transient regime.

Résumé

L'approvisionnement en eau potable est l'un des problèmes les plus préoccupants de notre époque, car la demande en eau augmente tandis que les ressources naturelles diminuent, voire disparaissent. Le dessalement de l'eau de mer et/ou de l'eau saumâtre peut contribuer à accroître le potentiel hydrique, mais ce procédé nécessite une grande quantité d'énergie, liée au coût de l'eau. Dans les régions à fort ensoleillement, la distillation solaire semble être une solution très intéressante. Cependant, le problème réside dans le faible rendement de ce type de procédé. Pour pallier cet inconvénient, nous étudions dans ce travail la combinaison d'un distillateur solaire et d'un système hybride photovoltaïque thermique (PV/T) avec matériaux à changement de phase PCMs.

Après avoir établi des bilans thermiques reflétant le comportement thermique transitoire du capteur hybride PV/T et du distillateur avec PCM, les systèmes couplés d'équations différentielles non linéaires résultants sont résolus à l'aide de la méthode de Runge-Kutta du quatrième ordre. Les résultats révèlent l'effet du PCM sur les performances du distillateur. La production du système couplé atteint une valeur d'environ 2,5 kg/ m².h, supérieure à celle du distillateur fonctionnant seul, qui est d'environ 1,05 kg/m².h. De plus, l'influence de nombreux paramètres sur les performances du système couplé est étudiée.

Mots clés : Distillateur plan, Capteur hybride PV/T, Production, PCM, Régime transitoire.

Liste des figures

Figure I.1 : Flux reçu sur la terre	5
Figure I.2 : Spectre solaire.....	6
Figure I.3 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil	7
Figure I.4 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L.....	9
Figure I.5 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich	10
Figure I.6 : Répartition spectrale du rayonnement solaire du sol terrestre.....	12
Figure I.7 : Spectre du rayonnement atmosphérique	13
Figure I.8 : Représentation des vecteurs unitaires	14
Figure I.9: Représentation des angles (i , β)	15
Figure II.1 : Le distillateur solaire plan	19
Figure II.2 : Mécanismes principaux de transport d'énergie dans un distillateur à effet de serre ..	21
Figure II.3 : Distillateur solaire sphérique	21
Figure II.4 : Vue d'ensemble du système de distillation	23
Figure II.5 : Distillateur solaire couplé à un capteur	23
Figure II.6 : Installation de distillation solaire avec un système de préchauffage.....	24
Figure II.7 : Distillateurs, passif, actif.....	25
Figure II.8 : Installation solaire pour dessaler l'eau de mer	25
Figure II.9 : Système assemblé à un capteur solaire plan.....	26
Figure II.10 : Système de distillation solaire actif.....	27
Figure II.11 : Section du prototype bi-fluide initial et localisation des phénomènes interdépendants	27
Figure II.12: Principe de fonctionnement du générateur photovoltaïque	28
Figure II.13 : Schéma de principe d'un panneau PV connecté au réseau.....	29
Figure II.14 : Vue d'ensemble du système PV intégré à la toiture.....	30
Figure II.15 : Schéma de principe d'un capteur solaire thermique plan.....	31
Figure II.16 : Exemple de capteurs solaires plans, non vitrés et de capteurs solaires à tube sous- vide	31
Figure II.17 : Banc d'essai du capteur solaire PV/T hybride à air	32
Figure II.18 : Modifications du capteur solaire PV/T hybride à air	34
Figure II.19: Capteur solaire PV/T hybride à deux fluides et à fonctions superposées.....	34
Figure II.20 : Schéma du capteur solaire PV/T hybride à eau SolarNor	35
Figure II.21 : Capteur solaire PV/T hybride à eau.....	36
Figure II.22 : Section du capteur solaire hybride à eau étudié	36
Figure III.1: Composants d'un capteur solaire	39
Figure III.2: Section du capteur solaire PV/T hybride bi-fluide (simplifiée).....	40
Figure III.3: Phénomènes thermiques convectifs et aérauliques au niveau de la lame d'air	41
Figure III.4: Inclinaison β d'une paroi en convection naturelle	43
Figure III.5: Section transversale simplifiée de la lame d'air confinée dans le capteur solaire	44
Figure III.6: Courbe caractéristique d'une cellule photovoltaïque.....	46
Figure III.7: Schéma analogue à une diode du modèle de cellule PV.....	48
Figure III.8: Position des nœuds dans le capteur solaire	53
Figure III.9: Coupe sur D'un distillateur solaire plan.....	58
Figure III.10 : Principe de fonctionnement du distillateur solaire.....	59
Figure V.1 : Variation temporelle des flux thermiques du capteur solaire.....	73
Figure V.2 : Evolution de la température dans chaque composant de distillateur	74

Figure V.3 : Evolution de la température dans chaque composant du capteur.....	75
Figure V.4: Variation de la production tl.....	75
Figure V.5 : Variation de la production pour différent épaisseur de la nappe d'eau : (a) : sans PCM, (b) : avec PCM	77
Figure V.6 : Variation de la production pour différent valeurs de la vitesse du vent.....	78
Figure V.7 : Variation de la production Bit.....	79
Figure V.8: Variation de la production.....	80
Figure V.9 : Variation temporelle de la température des différentes parties du capteur solaire ..	80
Figure V.10 : Variation temporelle de différentes parties de distillateur avec PCM	81
Figure A.1: Section simplifiée de la lame d'air de la cavité.....	93
Figure A.2: Section du canal fermé formé par les parois de la lame d'air de la cavité.....	94

Liste des Tableaux

Tableau I.1: Valeurs de A et B (pour les formules de Hottel et Liu et Jordan) [5]	15
Tableau I.2 : Différentes valeurs de l'albédo du sol	16
Tableau I.3 : Les valeurs des formules de Perrin de Brichambaut) [4]	17
Tableau I.4: Valeur de A et B (Perrin de Brichambaut) [6]	17
Tableau III.1: Eclairéments primaires reçus par les deux surfaces de la lame d'air confinée.....	45
Tableau III.2: Localisation des nœuds de température choisis pour la discrétisation du capteur solaire.....	52
Tableau III.3: Localisation des nœuds de température choisis pour la discrétisation du distillateur solaire.....	61
Tableau V.1 : Caractéristiques thermos physiques de quelques matériaux métalliques.	102
Tableau V.2 : Propriétés optiques de quelques surfaces sélectives.	102
Tableau V.3 : Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes.....	103
Tableau V.4 : Degré d'émissivité de quelques matériaux.	103
Tableau V.5 : Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants.	104

Nomenclature

Symbole	Dimension	Définition
A_i	m^2	Surface d'un corps d'indice i
$I_0 = 1367$	$W.m^{-2}$	Constante solaire
I_{global}	$W.m^{-2}$	Flux de rayonnement solaire reçu par unité de surface
I_{sc}	A	Intensité de court circuit
V_{vent}	$m.s^{-1}$	Vitesse du vent
V_{oc}	V	Tension en circuit ouvert
TSM	heure(h)	Temps solaire moyen
TSV	heure(h)	Temps solaire vrai
TU	heure(h)	Temps universel
L	degrés(°)	Latitude
Nu_j	---	Nombre Nusselt d'un corps d'indice i
T_i	K	Température d'un corps d'indice i
R_s	Ω	Résistance série
R_p	Ω	Résistance en parallèle
Cp_i	$j.Kg^{-1}K^{-1}$	Chaleur massique d'un corps d'indice i
M_j	Kg	Masse d'un corps d'indice i
Ga_i	$W.m^{-2}$	Puissance solaire absorbé par d'un corps d'indice i
$h_{c,i-j}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange thermique par convection entre un corps indice i et un corps indice j
$h_{d,i}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange thermique par conduction d'un corps d'indice i
$h_{r,i-j}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre un corps indice i et un corps indice j
$h_{ev,i-j}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient de transfert de chaleur par évaporation entre un corps indice i et un corps indice j
h_{vent}	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange thermique du vent
g	$m.s^{-2}$	Accélération de la pesanteur
α_i	---	Absorptivité thermique d'un corps d'indice i
ϵ_j	---	Emissivité de cuivre
τ_j		Transmissivité thermique d'un corps d'indice i
λ_i	$W.m^{-1}K^{-1}$	Conductivité thermique d'un corps d'indice i
δ_i	m	Epaisseur d'un corps d'indice i
β_{th}	K^{-1}	Coefficient de dilatation de l'air
λ	degrés	Longitude

δ	degrés	Déclinaison
ω	degrés	Angle horaire
ρ_i	Kg. m^{-3}	Masse volumique d'un corps d'indice i
β_i	K^{-1}	Coefficient de dilatation volumique d'un corps d'indice i
ν_i	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Viscosité cinématique d'un corps d'indice i
μ_i	$\text{Kg. m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	Viscosité dynamique d'un corps d'indice i
$(\alpha\tau)_{\text{pv}}$	---	Absorption efficace du panneau PV
L_v	Kj. Kg^{-1}	Chaleur latente de vaporisation
r	---	Coefficient réflexion
E_{pv}	W. m^{-2}	Puissance électrique

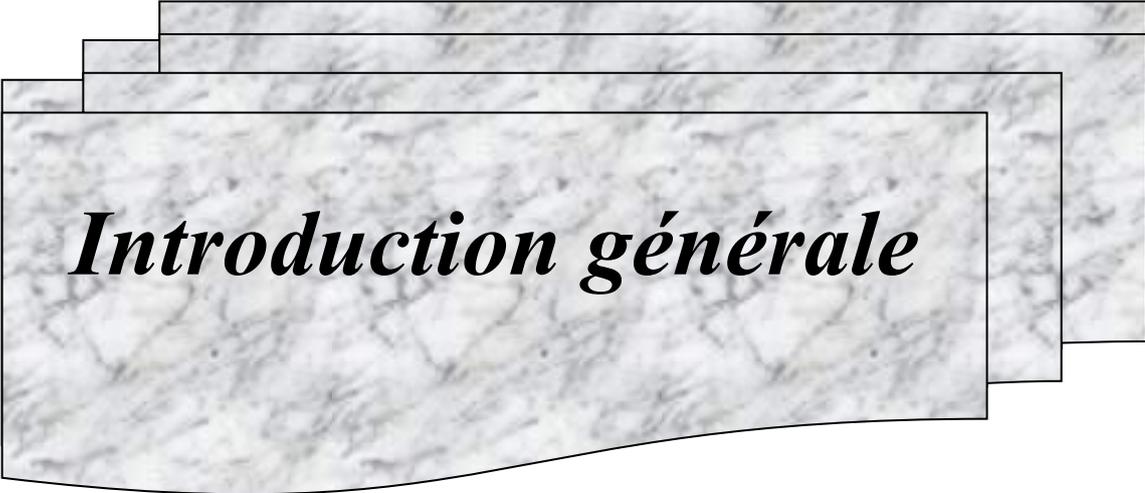
Indices	Désignation
α	Absorbeur
c	Ciel
f	Fluide caloporteur
i	Isolant
m	Tôle métallique
t	Tube
v	Vitre
w	Eau
am	Air ambiant
is	Isolant
pv	Panneau photovoltaïque
ve	Vitre extérieure
vi	Vitre intérieure
air	Air
isl	Isolant sous la lame d'air
isi	Isolant intérieur
ise	Isolant extérieur
sol	Sol
perta	Pertes de l'absorbeur
perti	Pertes de l'isolant

Sommaire

REMERCIEMENTS	3
<i>Dédicace</i>	4
Résumé	2
Liste des figures	2
Nomenclature	1
Introduction générale	2
I.1 Le soleil.....	5
I.2 Aspects géométriques.....	6
I.3 Mouvement de la terre autour de soleil	6
I.4 Mouvement apparent du soleil.....	8
I.5 Heures et temps	9
I.6 Aspects énergétiques	11
I.7L'atmosphère terrestre	11
I.8Masse d'air	13
I.9 Direction des rayons solaires	13
I.10 Estimation du flux solaire reçu sur la vitre d'un capteur	15
II.1Les distillateurs solaires	19
II.1.1 Description et principe de fonctionnement.....	19
II.1.2 Paramètres influant sur le fonctionnement d'un distillateur solaire.....	19
II.1.3 Caractéristiques du distillateur	20
II.1.4 Les distillateurs solaires conventionnels.....	20
II.1.5 Les distillateurs solaires actifs	22
II.2Système hybride thermique photovoltaïque	27
II.2.1 Capteurs solaires photovoltaïques.....	28
II.2.1.1 Panneaux photovoltaïques.....	28
II.2.1.2 Le système photovoltaïque	29
II.2.2 Capteurs solaires thermiques.....	30
II.2.3 Les capteurs solaires PV/T hybrides.....	32
II.2.3.1 Les capteurs solaires PV/T à air	32
II.2.3.2 Les capteurs solaires PV/T hybrides à eau	34

II.2.3.3	Etude bibliographique sur l'utilisation des PCMs dans les systèmes Hybride	36
III.1	Le système capteur solaire PV /T.....	39
III.1.1	Description du capteur solaire PV/T	39
III.1.2	Modélisation de capteur solaire PV/T	39
III.1.2.1	La lame d'air	40
III.1.2.1.1	Calcul du coefficient de transfert convectif dans la lame d'air	41
III.1.2.1.2	Choix des corrélations de Nusselt	43
III.1.2.2	Transfert radiatif.....	44
III.1.2.3	La photo-conversion.....	45
III.1.2.3.1	Etat de l'art des principaux modèles de capteurs solaires photovoltaïques.....	45
III.1.2.3.1.1	Les modèles basés sur un circuit à une diode.....	47
III.1.3	Modèles thermiques	49
III.1.3.1	Détermination de la température de la voûte céleste.....	49
III.1.3.1.1	Choix du modèle de température de la voûte céleste	50
III.1.3.2	...Détermination du coefficient de transfert convectif entre la surface du capteur solaire et l'air ambiant extérieur.....	50
III.1.3.3	Transferts thermiques par convection dans le tube du capteur solaire.....	51
III.1.4	Bilan thermique du capteur solaire PV/ T	51
III.1.4.1	Les coefficients de transfert de chaleur.....	54
III.	Le distillateur solaire.....	58
III.2.1	Description et principe de fonctionnement	58
III.2.2	Échanges de chaleur à l'intérieur du distillateur	59
III.2.2.1	Échange de chaleur de l'eau entre l'absorbeur et la surface de condensation.....	59
III.2.2.2	Échange de chaleur entre la vitre et la surface d'eau	59
III.2.3	Échanges de chaleur à l'extérieur du distillateur.....	59
III.2.3.1	Échange de chaleur entre la vitre et l'ambiance.....	59
III.2.4	Bilan thermique du distillateur solaire plan	60
III.2.4.1	Les coefficients de transfert de chaleur.....	62
IV.1	Résolution numérique	65
IV.2	Le programme	68
IV.2.1	Les étapes du programme.....	68
IV.2.2	L'organigramme général pour le régime transitoire.....	69
IV.2.2.1	L'organigramme du capteur solaire PV/ T.....	69
V.2.1	Variation temporelle des flux thermiques en fonction de temps.....	72

V.2.2	Variation temporelle des températures des différentes parties du capteur	74
V.1.2	Variation temporelle de la production.....	75
V.2.3	Variation temporelle de la production.....	75
V.2.3.1	Effet de l'épaisseur de la nappe d'eau (E_{pw}).....	76
V.2.3.2	Effet de la vitesse du vent (V_{vent}).....	77
V.2.3.3	Effet de l'angle d'inclinaison (β_{ita}).....	78
V.2.3.4	Effet combiné du PCM et de la différence de température entre la vitre et la couche d'eau sur la production.....	79
V.2.4	Variation temporelle des températures des différentes parties du capteur	80
V.2.5	Variation temporelle de la température des différentes parties du distillateur	81
	Conclusion générale.....	83
	<i>Annexes</i> :	91



Introduction générale

Introduction générale

Les besoins en eau potable dans le monde augmentent d'une manière continue, alors que les réserves souterraines se trouvent constamment diminuées. Plus d'un tiers de l'humanité, appartenant généralement aux pays du tiers monde, n'a pas accès à l'eau potable. Pour remédier à ce problème crucial, et augmenter les potentialités en eau dans le monde il faut envisager de produire de l'eau potable par le dessalement d'eau de mer ou d'eau saumâtre. Néanmoins le dessalement de ces eaux par des unités classiques de traitement nécessite beaucoup d'énergie électrique et /ou calorifique.

La distillation solaire s'avère alors un procédé de production d'eau douce fort économique, surtout dans les régions désertiques qui disposent généralement d'un gisement solaire important. Néanmoins le problème majeur de cette technique réside dans le rendement relativement faible des systèmes de distillation utilisés. C'est dans ce sens que nous avons entrepris ce travail dont **l'objectif** est l'amélioration du rendement par l'utilisation des matériaux à changement de phase PCMs. Pour cela nous avons couplé le système de distillation avec PCM étudié à un capteur solaire hybride photovoltaïque thermique ayant une configuration géométrique simple qui tend à concilier les productivités électrique et thermique tout en supprimant le contact thermique entre le panneau PV et le collecteur solaire thermique à eau.

Le présent travail est structuré en cinq chapitres, une partie annexe une introduction et une conclusion générales.

Le premier chapitre est consacré à l'étude du gisement solaire. Des notions et définitions astronomiques couramment utilisées dans tout domaine relatif au solaire et nécessaires à cette étude sont présentées.

Un bref historique sur la distillation solaire, une recherche bibliographique sur les différents types de systèmes solaires, distillateurs solaires, panneaux photovoltaïques, capteurs thermiques et collecteurs hybrides, matériaux à changement de phase. Font l'objet du second chapitre

Dans le troisième chapitre, nous avons dressé les bilans qui traduisent les comportements thermiques du capteur hybride PV/T et du distillateur solaire avec PCMs en étudiant les échanges thermiques qui interviennent au sein de ces systèmes.

Le quatrième chapitre est consacré à la simulation numérique du fonctionnement des systèmes étudiés en utilisant la méthode de Rung-Kutta d'ordre 4 comme méthode de résolution.

Introduction générale

Nous présenterons dans le cinquième chapitre les résultats obtenus pour les deux systèmes (de capteur solaire PV/T, le distillateur avec PCMs) sous forme de graphes tracés avec l'origine 6 accompagnés de leurs interprétations physiques.

La partie annexe expose les notions et quelques définitions du gisement solaire, la discrétisation des équations de transfert thermique, caractéristiques thermo physiques de l'eau et du mélange air-vapeur, et les nombres adimensionnels.

Une introduction et une conclusion générales se rapportent aux parties précédentes complètent ce mémoire.



Chapitre I:

Le gisement solaire

I.1 Le soleil

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est approximativement de 1 391 000 Km (100 fois celui de la Terre), et sa masse est de l'ordre de 2.10^{27} tonnes [1].

Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent.

La valeur du flux de rayonnement solaire I_{globale} reçue par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. Sa valeur moyenne I_0 est appelée constante solaire, et vaut 1367 W.m^{-2} [2].

En première approximation, on peut calculer la valeur de I_{globale} en fonction du numéro du jour de l'année j par la relation:

$$I_{\text{globale}} = I_0 [1 + 0.034 \cos (0.984j - 2^0)] \quad (\text{I. 1})$$

Hors atmosphère, l'énergie moyenne journalière reçue par la Terre est approximativement égale à $5,5 \text{ KWh.m}^{-2}$. En traversant l'atmosphère, le rayonnement solaire subit une atténuation et une modification de son spectre. Ainsi la couche d'ozone absorbe la majeure partie du rayonnement ultra-violet, tandis que la vapeur d'eau absorbe le rayonnement infrarouge. Le rayonnement solaire au sol dépend par conséquent de l'épaisseur de l'atmosphère traversée par les rayons lumineux et n'est donc pas homogène sur toute la surface de la Terre (figure I.1).

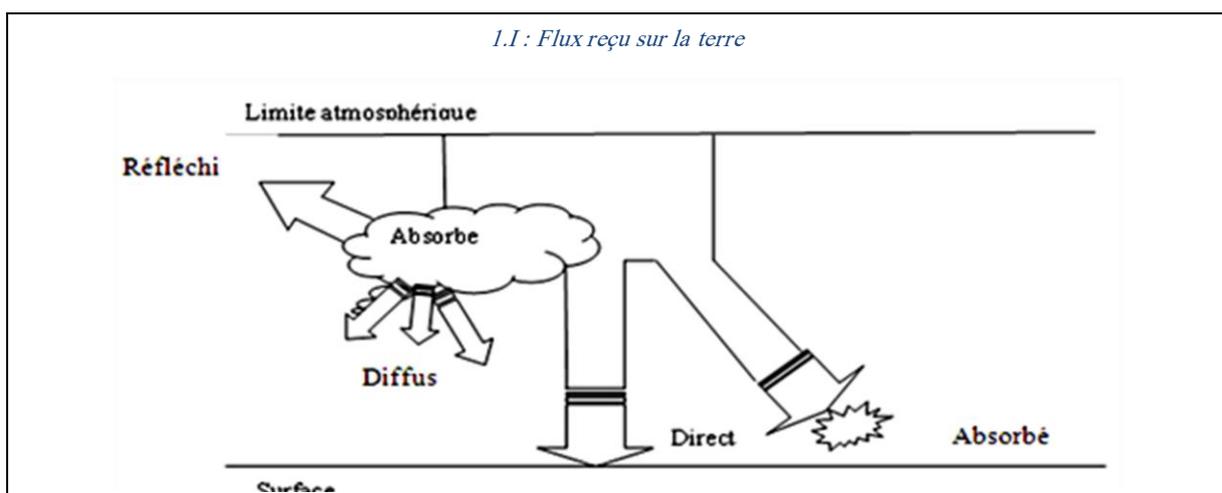


Figure I.1 : Flux reçu sur la terre

La répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère est illustrée par la figure I.2 [3].

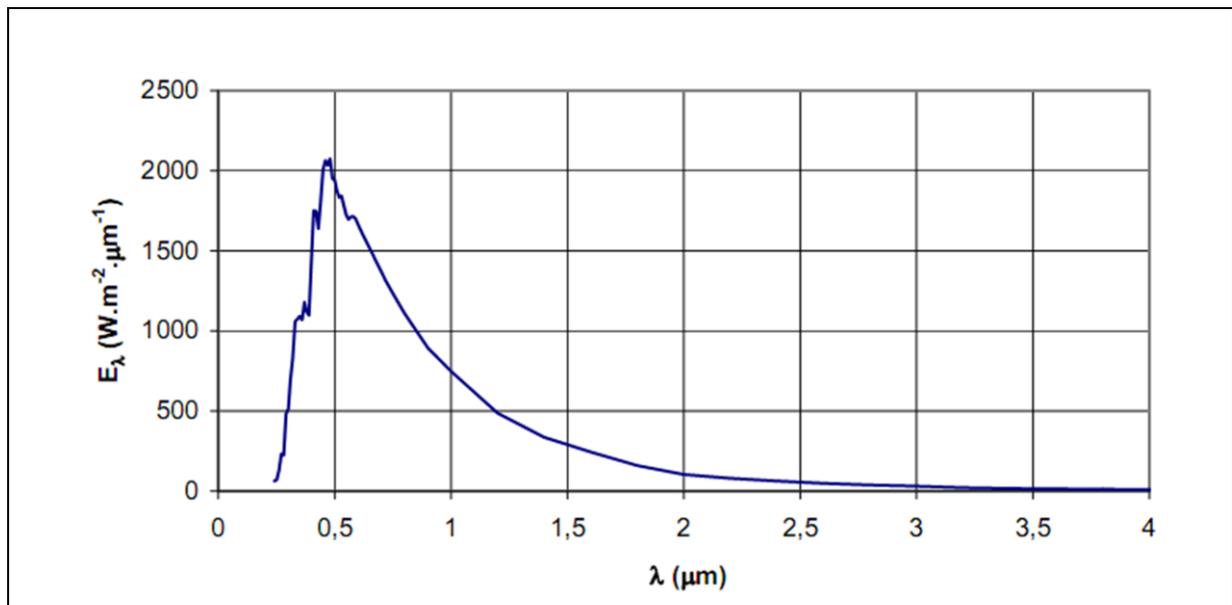


Figure I.2 : Spectre solaire

98% du rayonnement solaire est émis dans des longueurs d'onde inférieures à $4 \mu\text{m}$. En première approximation, le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de 5777 K .

I.2 Aspects géométriques

Nous allons nous intéresser dans ce qui suit aux aspects géométriques du rayonnement solaire intercepté par la Terre dans le but ultérieur de calculer le flux reçu par un plan incliné placé à la surface de la Terre et orienté dans une direction fixée. La connaissance de ce flux est la base du dimensionnement de tout système solaire.

I.3 Mouvement de la terre autour de soleil

La trajectoire de la Terre autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique.

L'excentricité de cette ellipse est faible, il en résulte que la distance Terre/Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149\,675 \cdot 10^6 \text{ Km}$.

La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique, l'équateur et l'écliptique

font entre eux un angle appelé inclinaison qui vaut $23^{\circ}27'$. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure I.3 [3].

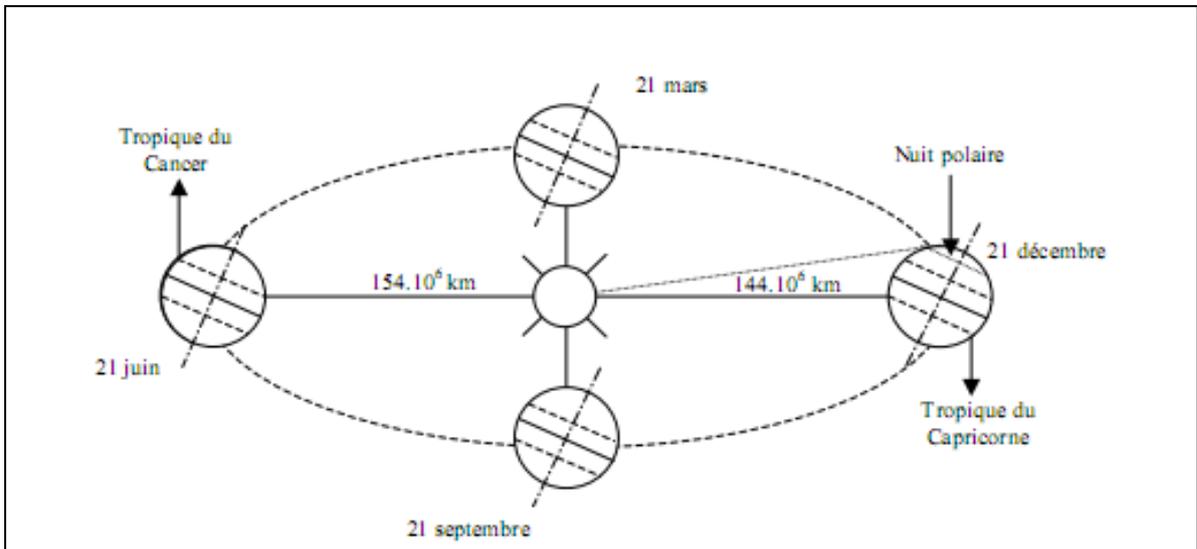


Figure I.3 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil

Constante solaire et correction de la distance Terre Soleil

L'échelle des phénomènes mettant en œuvre l'énergie solaire à la surface de la Terre est donnée par la constante solaire. La mesure de celle-ci n'a été effectuée jusqu'à présent que depuis le sol, à l'aide d'instruments imparfaits.

La valeur la plus probable, actuellement retenue, est 1367 W. m^{-2} ($\pm 6 \text{ W. m}^{-2}$) souvent arrondie à 1367 W. m^{-2} . Différentes formules de précision acceptable permettent de retrouver les valeurs de la constante solaire [2]:

$$I_c = 1370 \left(1 - \frac{\sin(\delta)}{11,7} \right) \quad (\text{I.2})$$

Déclinaison du soleil

La déclinaison δ est l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial terrestre.

Elle varie au cours de l'année entre $-23,45^{\circ}$ et $+23,45^{\circ}$. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation [2]:

$$\delta = 23.45 \text{ Sin}(0,986 j - 80) \quad (\text{I.3})$$

j est le numéro d'ordre de jour dans l'année ($1 \leq j \leq 365$ ou 366).

Temps solaire moyen et temps universel

La rotation régulière de la terre sur elle-même, autour de l'axe des pôles, détermine la succession des jours et des nuits. Une rotation complète de la terre (360°) correspondant à 24 heures, en moyenne : c'est la définition même de l'heure.

Compte tenu du sens de rotation de la terre, et en affectant du signe + les longitudes à l'est de la méridien origine, et du signe – les longitudes à l'ouest de ce même méridien, l'heure du passage du soleil au méridien correspondant à la longitude λ .

Ainsi, le soleil passe au méridien de tous les lieux de même longitude λ à l'heure TSM telle que :

$$\text{TSM} = 12 - \left(\frac{\lambda}{15}\right) \quad (\text{I. 4})$$

Temps solaire vrai et angle horaire du soleil

A la notion de temps solaire vrai TSV se rattache celle d'angle horaire du soleil ω ; qui est l'arc de trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu. Puisque cette trajectoire est uniformément décrite (360°) en 24 heures, l'angle horaire du soleil augmente de 15° par heure. La valeur 0° étant donnée au passage du soleil dans le plan méridien (midi solaire vrai = 12h TSV) ; l'angle horaire est compté négativement avant midi TSV, et positivement après midi.

Pour un lieu de longitude λ donnée, il existe une correspondance directe entre le TSV et l'angle horaire ω du soleil [2]:

$$\omega = 15(\text{TSV} - 12) \quad (\text{I. 5})$$

Où ω est mesuré en degrés et TSV en heures.

ω et λ sont exprimés en degrés (λ positif pour les longitudes est).

I.4 Mouvement apparent du soleil

Le mouvement apparent du Soleil vu par un observateur fixe en un point de latitude L au nord de l'équateur est représenté sur la figure I.4 [3].

Au midi solaire, l'angle que fait la direction du Soleil avec la verticale du lieu est égal à $(L - d)$. La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars, supérieure à 12h entre le 21 mars et le 21 septembre.

Un jour a été divisé en 24h et l'heure solaire TS a été définie en fixant $\text{TS} = 12$ h lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son « zénith »).

La hauteur h du Soleil peut alors se déduire de la relation [3]:

$$\sin(h) = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(\omega) \tag{I.6}$$

Et l'azimut a par la relation :

$$\sin(a) = \cos(\delta) \sin\left(\frac{\omega}{\cos(h)}\right) \tag{I.7}$$

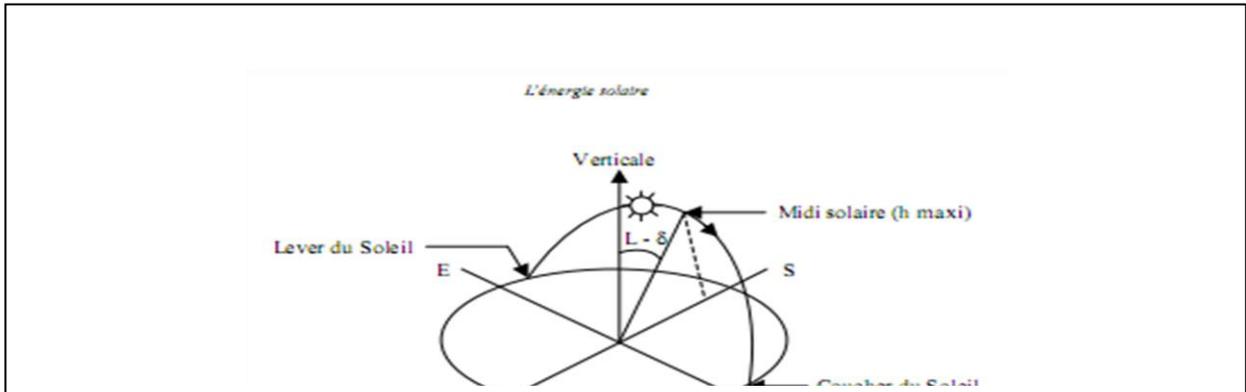


Figure I.4 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L

I.5 Heures et temps

Durée du jour

Le module ω_1 de l'angle horaire au lever du Soleil s'obtient en écrivant, $\sin(h) = 0$ ce qui conduit à :

$$\cos(\omega_1) = -\tan(L) \tan(\delta) \tag{I.8}$$

L'heure solaire au lever du Soleil a donc pour valeur [3]:

$$(TSV)_1 = 12 - \frac{\omega_1}{15} \tag{I.9}$$

L'angle horaire ω_c au coucher du Soleil est l'opposé de l'angle horaire à son lever, nous avons donc $\omega_1 = -\omega_c$ et la durée du jour vaut :

$$D = 2 \cdot \frac{\omega_1}{15} \tag{I.10}$$

Relation entre temps légal et temps solaire

Les relations se rapportant au mouvement du Soleil utilisent le temps solaire TS qui diffère généralement du temps légal TL (heure des montres) du lieu considéré. Cette différence est liée à :

La différence (fixée par chaque pays) entre l'heure légale TL et l'heure civile TCF du fuseau horaire dans lequel il se trouve soit [16]:

$$C = TL - TCF \tag{I.11}$$

L'heure civile TCF du fuseau horaire est égale au temps universel TU (temps solaire du méridien de Greenwich) augmenté de la valeur du décalage horaire que l'on trouvera sur la figure I.5 [3].

La variation de la vitesse de la Terre sur sa trajectoire autour du Soleil qui introduit un terme correctif appelé équation du temps et noté ET [3]:

$$ET = 9.87 \sin(2N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \tag{I.12}$$

$$N' = (N - 81) \times \left(\frac{360}{365}\right)$$

Où : N est le numéro du jour dans l'année

ET Équation du temps (terme correctif) en mn

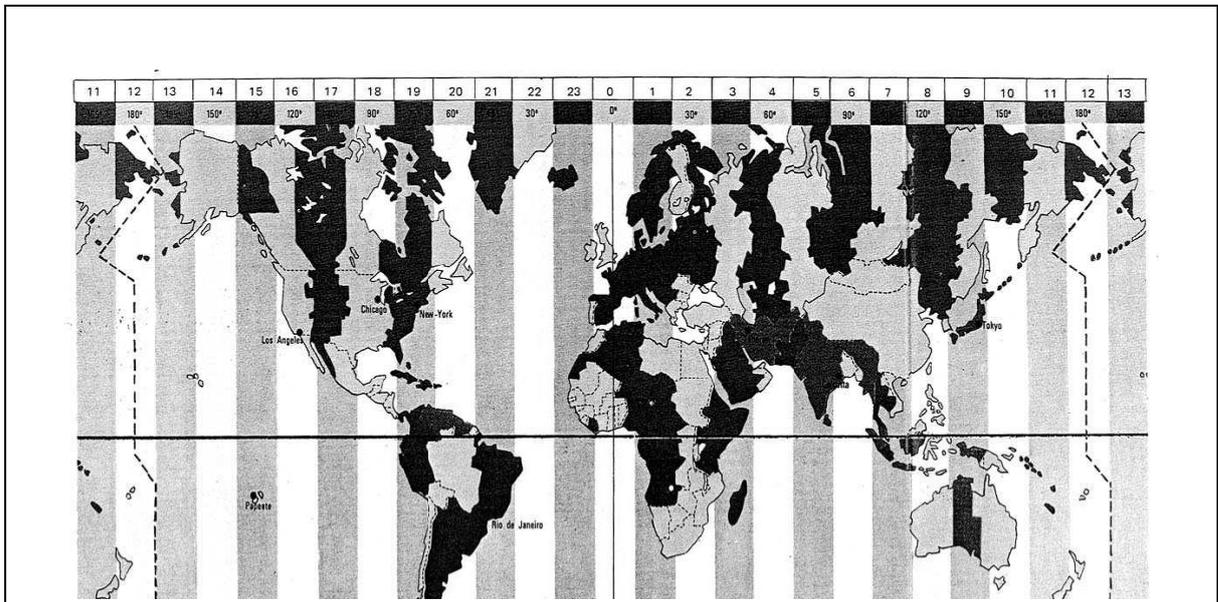


Figure I.5 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich

☞ La différence de longitude ($\lambda - \lambda_{ref}$) entre le lieu considéré et le lieu servant de référence au temps légal (en général le centre du fuseau).

Le temps solaire TS se calcule finalement par la formule [3]:

$$TS = TL - C + ET + \frac{\lambda_{ref} - l}{15} \tag{I.13}$$

Le problème est souvent de déterminer la différence C entre TL et TCF en un lieu donné. On peut procéder de la manière suivante :

- Il est possible de connaître TL et TU (écouter une radio internationale) d'où (TL-TU).
- La différence (TCF-TU) peut être lue sur la figure I.5.
- On en déduit

$$C = (TL - TU) - (TCF - TU) \quad (I.14)$$

I.6 Aspects énergétiques

I.7 L'atmosphère terrestre

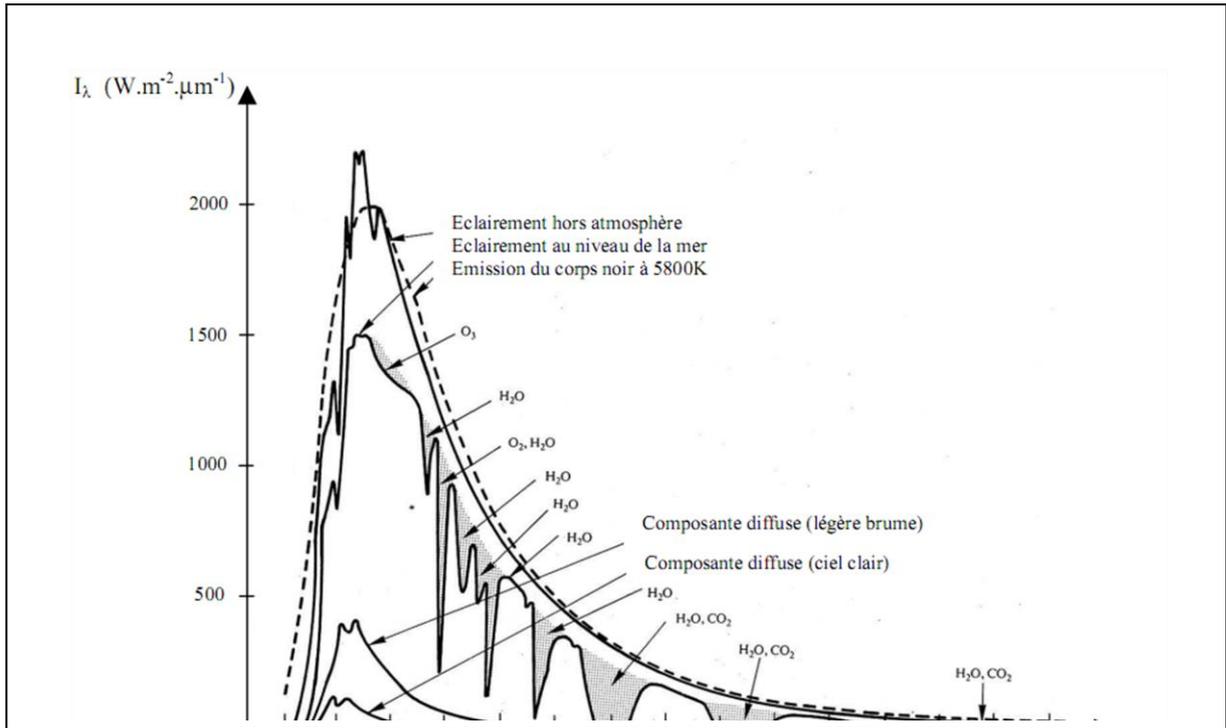
L'atmosphère est constituée de plusieurs couches de caractéristiques différentes, qui sont :

- ☞ La troposphère, entre le sol et 15 km d'altitude.
- ☞ La stratosphère entre 15 et 80 km d'altitude.
- ☞ L'ionosphère entre 80 et 200km d'altitude.

Les caractéristiques absorbantes de l'atmosphère sont déterminées par la présence de :

- ☞ CO₂ (0,03%)
- ☞ Vapeur d'eau : en quantité variable caractérisée par l'épaisseur d'eau condensable qui est l'épaisseur d'eau que l'on obtiendrait en condensant toute la vapeur d'eau contenue dans l'atmosphère
- ☞ Ozone O₃ située entre 10 et 30 km d'altitude.
- ☞ Aérosols : grains de sable, poussières, fumées...

La répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre avec l'indication des gaz partiellement opaques qui filtrent ce rayonnement selon la longueur d'onde, est représentée sur la figure I.6 [3].



➤ Entre 5 et $7 \mu\text{m}$ et entre 14 et $20 \mu\text{m}$ pour la vapeur d'eau.

Figure I.6 : Répartition spectrale du rayonnement solaire du sol terrestre

Ainsi et comme le montre la figure I.7 [3], il s'agit d'un rayonnement émis dans les grandes longueurs d'onde ($>3 \mu\text{m}$) contrairement au rayonnement solaire émis dans des longueurs d'ondes inférieures à $3 \mu\text{m}$.

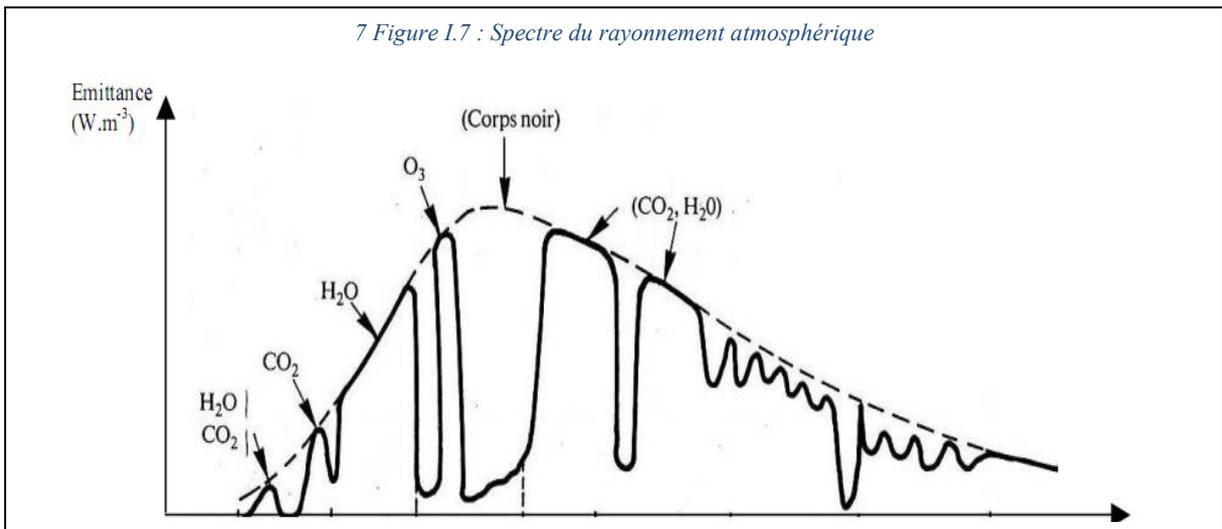


Figure I.7 : Spectre du rayonnement atmosphérique

I.8 Masse d'air

Par convention une masse d'air unité correspond au trajet d'un rayon solaire selon la verticale du lieu. Elle est définie par : [1], [4].

$$m = 1/\sin(h) \tag{I.15}$$

Si : $h \leq 10^\circ$

$$m = (1/\sin(h)) + 0,15(3,885 + h)^{-1,253} \tag{I.16}$$

I.9 Direction des rayons solaires

On considère un plan quelconque caractérisé par deux angles:

α : L'angle entre le méridien local et la normale au plan.

$\alpha = 0$, le plan est orienté vers le Sud;

$\alpha = \pi$, le plan est orienté vers le Nord;

$\alpha = -\pi/2$, le plan est orienté vers l'Est;

$\alpha = \pi/2$, le plan est orienté vers l'Ouest;

γ , l'angle entre le plan horizontal et le plan considéré.

$\gamma = 0$, le plan est horizontal.

$\gamma = \pi/2$, le plan est vertical

Soit :

\vec{N} : Le vecteur unitaire porté par la direction des rayons solaires;

\vec{n} : Le vecteur unitaire porté par la normale à la surface ;

i : L'angle d'incidence (\vec{n}, \vec{N}) (figure I.8 [5])

$$\vec{N} \times \vec{n} = \|\vec{N}\| \times \|\vec{n}\| \cos(i) = \cos(i) \tag{I.17}$$

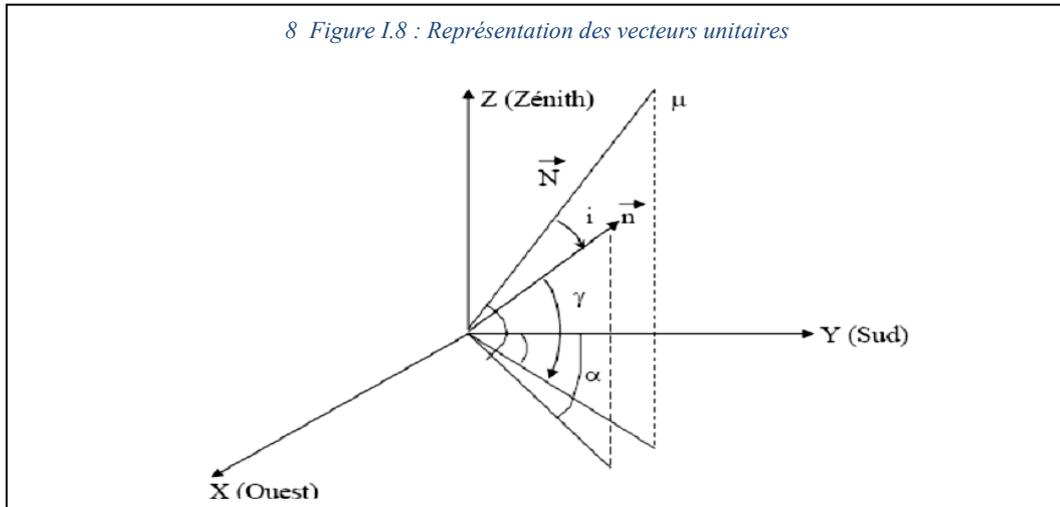


Figure I.8 : Représentation des vecteurs unitaires

Donc :

$$\cos(i) = \cos(h) \cos(\gamma) \cos(a - \alpha) + \sin(h) \sin(\gamma) \tag{I.18}$$

Formule de $\cos(i)$ en coordonnées horaires :

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \cos(\delta) \sin(\omega) \sin(\alpha) \cos(\gamma) + \sin(\varphi) \cos(\omega) \cos(\delta) - \\ & \cos(\varphi) \sin(\delta) \cos(\alpha) \cos(\gamma) + \cos(\varphi) \cos(\omega) \cos(\delta) + \\ & \sin(\varphi) \sin(\delta) \sin(\gamma) \end{aligned} \tag{I.19}$$

Cas particuliers

Surface horizontale : $\gamma = \pi / 2$

$$\cos(i) = \cos(\varphi) \cos(\omega) \cos(\delta) + \sin(\varphi) \sin(\delta) \tag{I.20}$$

➤ Surface verticale: $\gamma = 0$

☞ Surface verticale orientée vers le Sud: $\alpha = 0$

$$\cos(i) = \sin(\varphi) \cos(\omega) \cos(\delta) - \sin(\varphi) \sin(\delta) \tag{I.21}$$

➤ Surface verticale orientée vers le Nord: $\alpha = \pi$

$$\cos(i) = \cos(\varphi) \sin(\delta) - \sin(\varphi) \cos(\omega) \cos(\delta) \tag{I.22}$$

☞ Surface verticale orientée vers l'Est : $\alpha = -\pi / 2$

$$\cos(i) = -\cos(\delta) \sin(\omega) \tag{I.23}$$

☞ Surface verticale orientée vers l'Ouest: $\alpha = +\pi / 2$

$$\cos(i) = \cos(\delta) \sin(\omega) \tag{I.24}$$

☞ Surface orientée vers le Sud et inclinée d'un angle β par rapport à l'horizontale:

$$\cos(i) = \cos(\delta) \cos(\omega) \cos(\varphi - \beta) + \sin(\delta) \sin(\varphi - \beta) \tag{I.25}$$

I.10 Estimation du flux solaire reçu sur la vitre d'un capteur

Le rayonnement solaire subit un certain nombre d'altérations et d'atténuations aléatoires en traversant l'atmosphère, réflexion sur les couches atmosphériques, absorption moléculaire, diffusion moléculaire et par les aérosols [5].

Au niveau du sol et à cause de la diffusion, une partie du rayonnement est diffuse, l'autre partie est directe (figure I.9). On écrit alors que le rayonnement global (I_G) comme étant la somme du rayonnement direct (I_D) et du rayonnement diffus (I_d) :

$$I_G = I_D + I_d \tag{I.26}$$

Calcul du flux solaire reçu sur la vitre

$$I_d = I_C \cdot A \cdot \exp\left(\frac{-B}{\sin(h)}\right) \cos(i) \tag{I.27}$$

Avec : $I_C = 1367\{1 + 0.34 \cdot \cos[30(m - 1) + 1]\}$ (I.28)

A et B étant les coefficients de trouble du ciel dont les valeurs sont consignées dans le tableau I.1.

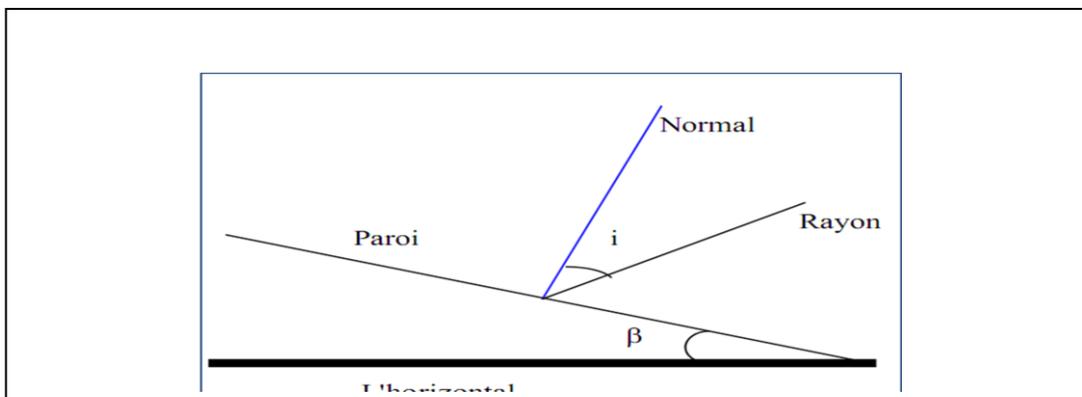


Figure I.9: Représentation des angles (i,β)

	Ciel pur	Conditions normales	Zones industrielles
A	0.87	0.88	0.91
B	0.17	0.26	0.43

Tableau I.1: Valeurs de A et B (pour les formules de Hottel et Liu et Jordan) [5]

Calcul du flux diffus reçu sur la vitre

Le flux diffus reçu par la vitre provient du flux diffus émis par la voûte céleste (ϕ_1) et de celui qui est émis par le sol (ϕ_2).

Donc :

$$I_d = \phi_1 + \phi_2 \quad (I.29)$$

ϕ_1 et ϕ_2 , sont donnés par les relations suivantes:

$$\phi_0 = I_C \sin(h) \left[0,271 - 0,2939 \exp\left(\frac{-B}{\sin(h)}\right) \right] \quad (I.30)$$

$$\phi_1 = \frac{\phi_0(1 + \cos(\beta))}{2} \quad (I.31)$$

$$\phi_2 = \frac{\rho[I_0 \sin(h) + \phi_0][1 - \cos(\beta)]}{2} \quad (I.32)$$

L'albédo du sol ρ , dépend la nature du sol (tableau I.2) [5] :

Nature du sol	Neige Fraiche	Neige Ancienne	Sol Rocheux	Sol cultivé	Foret	Etendue
ρ	0.8-0.9	0.5-0.7	0.15-0.25	0.07-0.14	0.06-0.20	0.05

Tableau I.2 : Différentes valeurs de l'albédo du sol

Estimation du flux solaire

Pour estimer le flux solaire global les formules les plus généralement utilisées sont :

➤ Formules de Perrin de Brichambaut

$$I_G = I_D + I_d \quad (I.33)$$

$$I_D = A \sin(h) \exp\left[\frac{-1}{C \cdot \sin(h+2)}\right] \quad (I.34)$$

$$I_d = B[\sin(h)]^{0,4} \quad (I.35)$$

Avec :

ciel	A	B	C
Très pur	1300	87	6
Moyen	1230	125	4
Pollué	1200	187	2,5

Tableau I.3 : Les valeurs des formules de Perrin de Brichambaut) [4]

➤ **Formules globales de Perrin de Brichambaut**

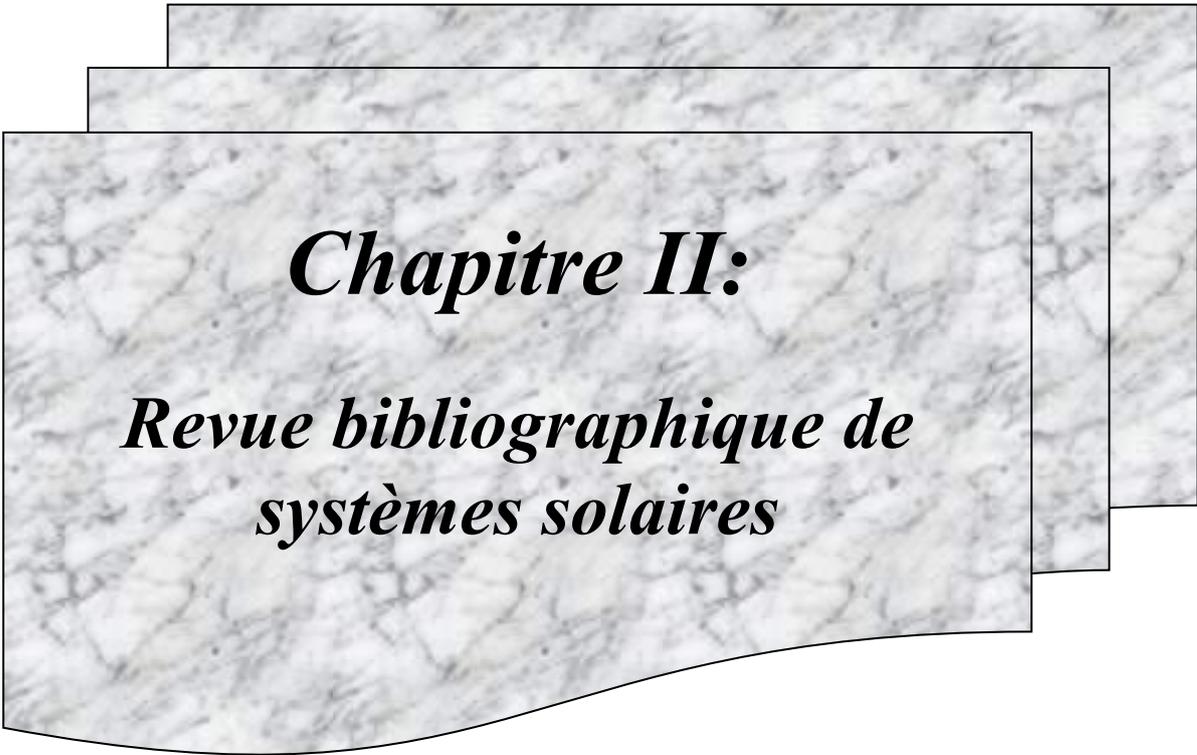
Le flux solaire peut être obtenu directement par:

$$I_G = A[\text{Sin}(h)]^B \quad (\text{I.36})$$

Avec :

ciel	A	B
Très pur	1150	1,15
Moyen	1080	1,22
pollué	990	125

Tableau I.4: Valeur de A et B (Perrin de Brichambaut) [6]



Chapitre II:

***Revue bibliographique de
systèmes solaires***

II.1 Les distillateurs solaires

II.1.1 Description et principe de fonctionnement

Le distillateur solaire est un système qui permet la conversion de l'énergie solaire en énergie calorifique. Il est constitué principalement d'un bac de surface noire contenant une lame d'eau salée et d'une couverture transparente généralement du verre (figure II.1), qui permet le passage du rayonnement de courte longueur d'onde ($0.4 < \lambda < 0.8\mu\text{m}$) et devient opaque aux rayons infrarouges.

Les surfaces latérales et le fond sont isolés afin de limiter les pertes thermiques.

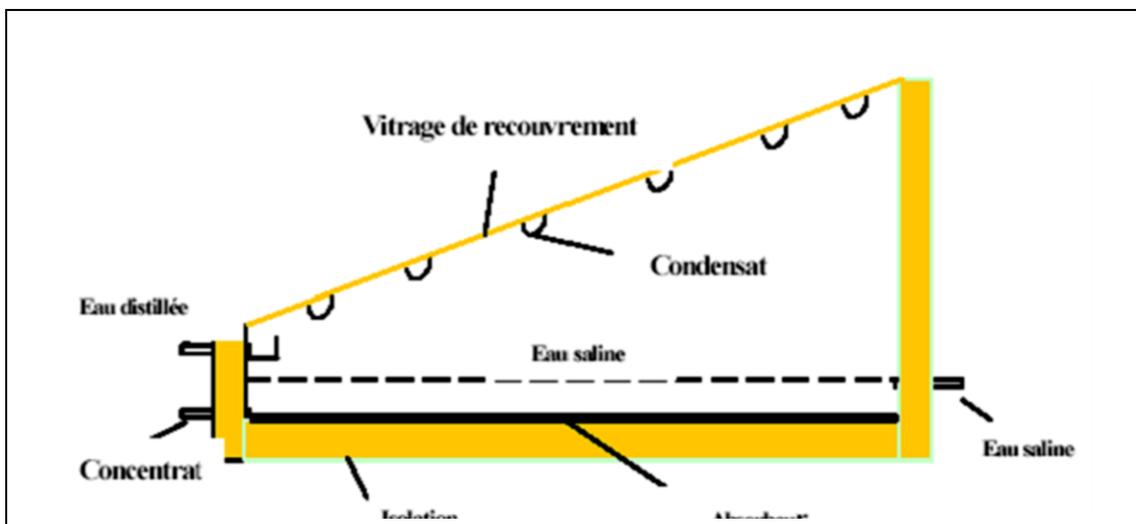


Figure II.1 : Le distillateur solaire plan

Sous l'effet du rayonnement incident, l'eau chauffe, une partie s'évapore, et la vapeur d'eau formée se liquéfie sur la surface intérieure de la vitre. Les gouttelettes s'écoulent et tombent dans un récupérateur.

II.1.2 Paramètres influant sur le fonctionnement d'un distillateur solaire

On peut classer les paramètres qui influent sur le fonctionnement du distillateur comme suit :

- Les paramètres de constructions.
- Les paramètres métrologiques.
- L'épaisseur de l'eau ou de la saumure à distiller.

A. Paramètres de constructions

- Couverture.

- Inclinaison.
- Absorbeur.

B. Paramètres métrologiques

Les études faites par plusieurs chercheurs ont montré que les paramètres les plus fréquemment retenus sont :

- L'intermittence des nuages.
- La variation du rayonnement global incident et le rayonnement diffus.
- Le vent et la température ambiante.

C. Epaisseur de l'eau ou de la saumure à distiller

L'épaisseur de l'eau ou de la saumure à distiller joue un grand rôle dans la production, cette dernière est d'autant plus importante que l'épaisseur est faible, cependant plus l'épaisseur est grande plus la distillation dure.

II.1.3 Caractéristiques du distillateur

Un distillateur solaire à effet de serre est caractérisé par plusieurs grandeurs :

- Le taux de production.
- L'efficacité.
- La performance.
- La pression à l'intérieure du distillateur [7].

Pour un rendement élevé d'un distillateur solaire il faut notamment :

- Une température d'eau d'alimentation élevée.
- Une grande différence de température entre l'eau d'alimentation et la surface de condensation.
- Des matériaux bons conducteurs de chaleur pour l'absorbeur.
- Une bonne isolation.
- Un emplacement adéquat.
- Composition des distillateurs.

II.1.4 Les distillateurs solaires conventionnels

W.A.Kamal [8], a étudié théoriquement et expérimentalement un distillateur solaire statique à double pente (figure II.2 [8]). Le modèle théorique est basé sur la résolution des équations d'énergie de l'eau, du bassin et de la couverture verrière. Les prévisions des effets de la profondeur de l'eau salée et de l'épaisseur de l'isolant thermique se précisent quand l'angle

de la couverture est proche de sa valeur optimale (latitude 25.2° de Doha). La recherche expérimentale a été faite pour vérifier le modèle théorique.

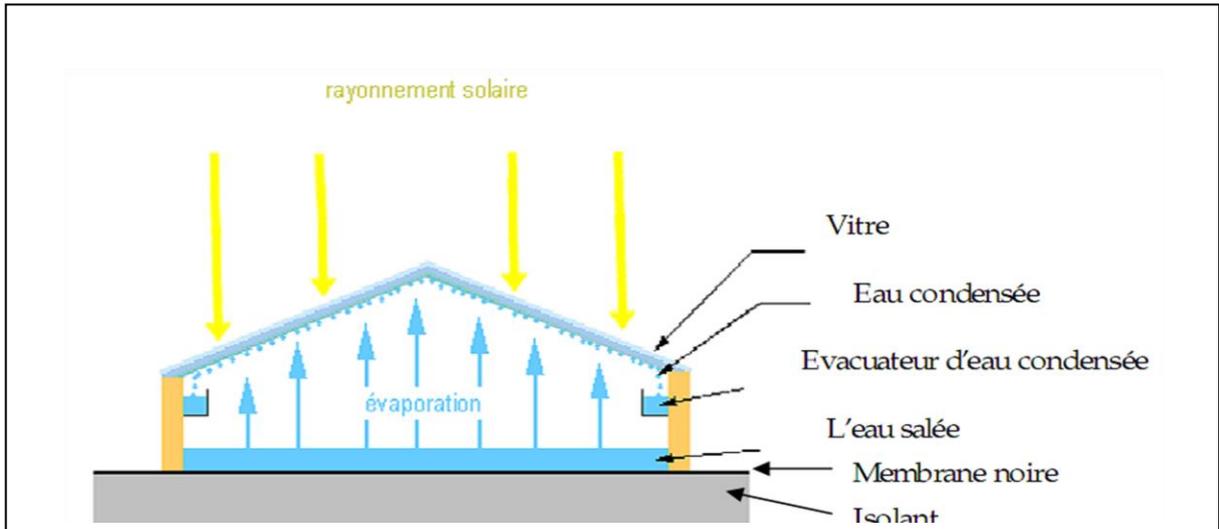


Figure II.2 : Mécanismes principaux de transport d'énergie dans un distillateur à effet de serre

A.Chaker et G. Menguy [9], ont étudié les efficacités globale et interne d'un distillateur solaire sphérique (figure II.3). Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des paramètres de fonctionnement externes (éclairage énergétique, conditions météorologique), ainsi que l'effet des paramètres de fonctionnement interne (température de l'eau à distiller).

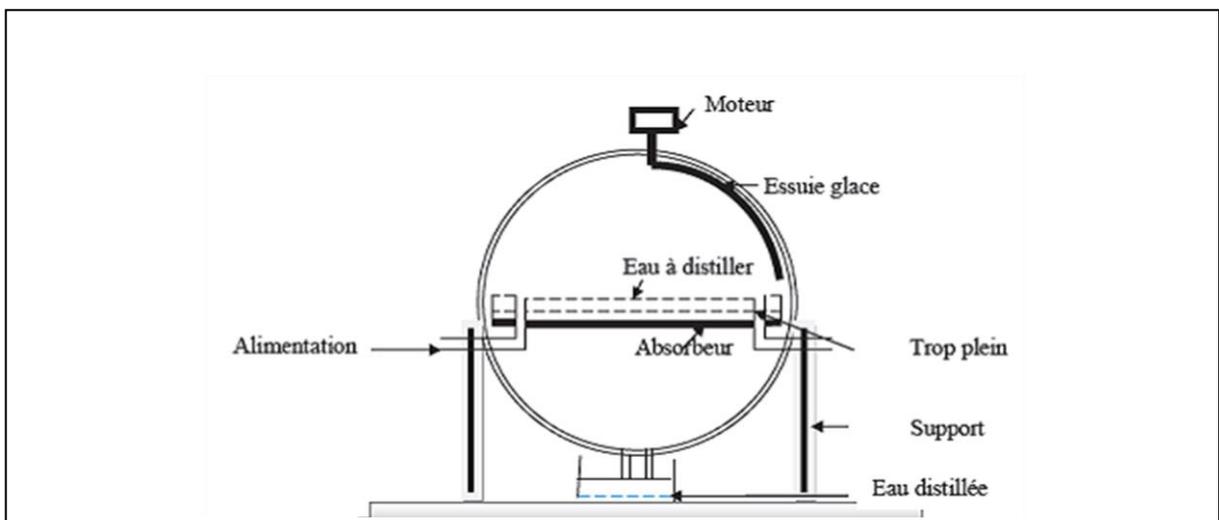


Figure II.3 : Distillateur solaire sphérique

Hilal Al-Hinai et al [10], ont utilisé deux modèles mathématiques pour comparer la productivité entre deux distillateurs solaires à simple et à double effets sous différentes contraintes climatiques. Les paramètres étudiés sont, la profondeur du bassin, l'angle d'inclinaison, l'épaisseur de l'isolation et la couche d'asphalte du distillateur solaire. L'étude

technico-économique effectuée indique clairement qu'un distillateur solaire à double-effet peut produire l'eau distillée à moindre coût qu'un distillateur solaire à simple-effet d'environ 15.7%.

Rajesh Triathi et G.N. Tiwari [11], ont expérimenté la distribution de la radiation solaire, utilisant le concept de la fraction solaire à l'intérieur d'un distillateur solaire conventionnel employant AUTOCAD 2000 pour un azimut solaire donné [11]. Des calculs numériques ont été effectués pour des conditions climatiques du lieu. Ils ont observé que pour des paramètres donnés, la fraction solaire peut jouer un rôle très important dans la modélisation thermique du distillateur solaire pour une pente inférieure à la latitude.

A. Chaher et N.Boukerzaza [12] ; ont présenté une étude de deux types de distillateurs solaires, le distillateur plan et le distillateur sphérique. L'étude s'est particulièrement attachée à la détermination des caractéristiques de fonctionnement, production, efficacités globale et interne dont dépend essentiellement le choix de tout distillateur. La confrontation des résultats numériques avec ceux obtenus dans l'étude expérimentale menée en parallèle, montre une bonne fiabilité du code de calcul élaboré.

Il est apparié dans cette étude que les pertes thermiques du distillateur plan sont plus importantes que celles du distillateur sphérique.

II.1.5 Les distillateurs solaires actifs

Boukar et A. Harmim [13], ont présenté une étude expérimentale concernant la productivité nocturne d'un distillateur type hot-box à effet de serre, couplé à un capteur solaire plan (figure II.4), pour l'amélioration de sa productivité, par l'augmentation de la température de la source chaude. La production nocturne du système croit avec l'augmentation de la masse de la saumure dans le bassin. La différence de productivité est due à l'écart de l'épaisseur d'eau et par conséquent à sa capacité thermique. Pour adopter une solution adéquate à l'amélioration de la production nocturne, plusieurs solutions sont envisagées, à savoir le stockage de l'énergie solaire produite pendant le jour.

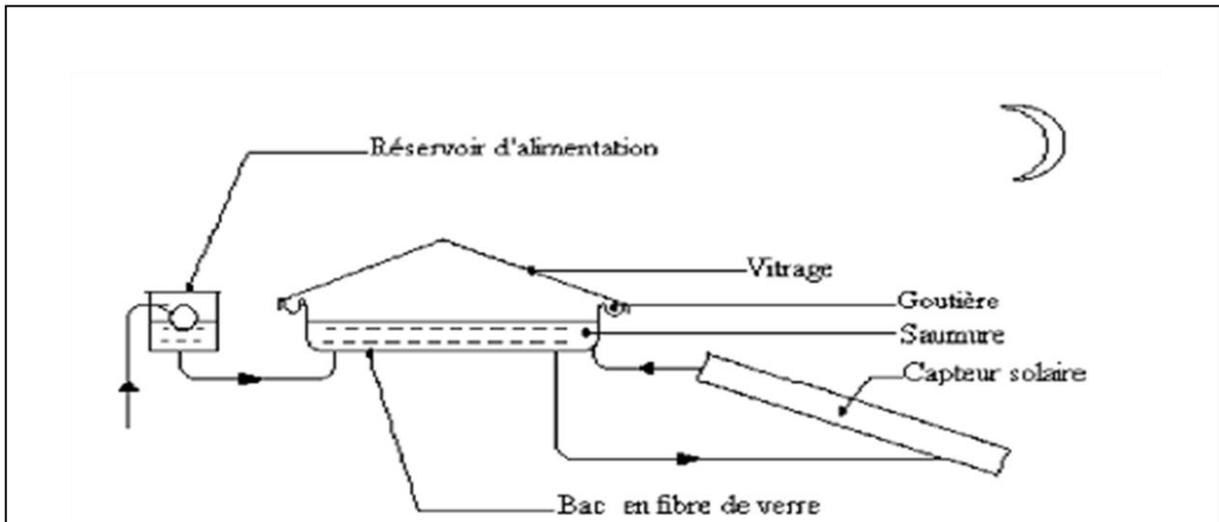


Figure II.4 : Vue d'ensemble du système de distillation

L. Cherrared [14], a comparé le distillateur simple au distillateur chauffe-eau solaire (figure II.5). Différents paramètres ont fait l'objet d'une campagne de mesures, principalement, le flux solaire, les températures des différentes parties de l'installation (vitrage interne, saumure, air interne, eau d'alimentation, etc.) et la production journalière. Les résultats obtenus permettent de voir l'influence de la température de l'eau d'alimentation sur la production journalière du distillateur solaire qui néanmoins n'a pas atteint le maximum vu l'existence de la période inerte (8h, 11h).



Figure II.5 : Distillateur solaire couplé à un capteur

R. Menina et al [15], ont développé un distillateur couplé à un système de préchauffage de l'eau d'appoint (figure II.6). Cette étude consisté en une comparaison expérimentale entre deux distillateurs solaires identiques, de type 'hot box', l'un fonctionnant normalement et l'autre avec un système de préchauffage (capteur - échangeur).

L'expérimentation sur site n'a pas conduit à l'amélioration de la productivité du distillateur solaire de type "hot-box" par le préchauffage de l'eau d'appoint. Le système de

préchauffage "capteur-échangeur", bien qu'il ait le mérite d'être très économique du point de vue énergétique, ne s'apprête pas facilement à la manipulation. Le réglage de la température de l'eau d'appoint est très difficile sinon impossible à réaliser.

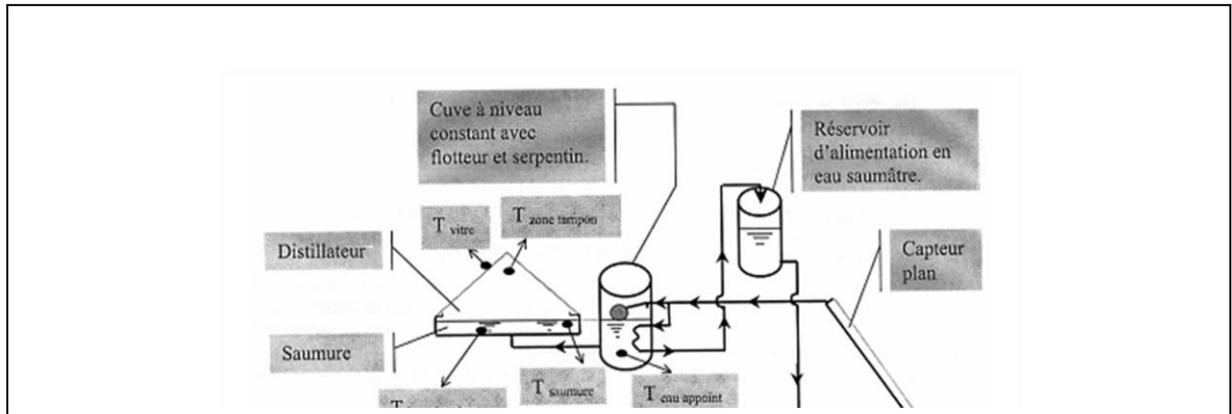


Figure II.6 : Installation de distillation solaire avec un système de préchauffage

G.N. Tiwari et al [16], ont présenté une étude des températures de l'eau et du verre, du rendement horaire et de l'efficacité instantanée pour deux systèmes de distillation solaire passif et actif (figure II.7). L'analyse est basée sur le bilan énergétique des deux systèmes. Un programme numérique a été développé pour prévoir la performance des distillateurs basés sur les températures intérieure et extérieure du verre des deux distillateurs solaires. Les expériences sont faites sous les mêmes conditions climatiques (intensité solaire, température ambiante, vitesse de vent) et paramètres de construction (profondeur d'eau, absorption de l'absorbeur, l'isolation du fond et l'inclinaison du couvercle arrière). La conclusion principale est que la température a un effet significatif sur les coefficients de transfert de chaleur internes et par conséquent de la température de la couverture intérieure du verre. Les résultats expérimentaux et calculés semblent en accord. De plus, la production dépend de la profondeur de l'eau et de l'inclinaison du couvercle de condensation. La production annuelle pour une profondeur d'eau donnée augmente linéairement avec la surface du capteur pour le distillateur solaire actif. De plus elle atteint son maximum lorsque l'inclinaison du couvercle arrière de condensation est égale à la latitude du lieu.

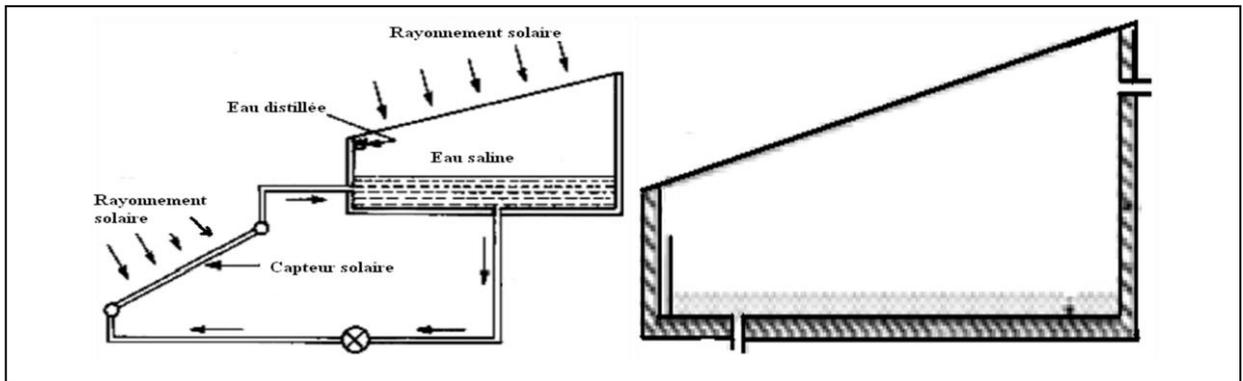


Figure II.7 : Distillateurs, passif, actif

A.Khedim [17], a étudié dans ce contexte un distillateur d'eau de mer à étages multiples avec récupération de chaleur (figure II.8).

Il s'agit en fait de trouver un mode de fonctionnement permettant au distillateur d'obtenir le meilleur rendement, lorsque l'énergie thermique est plusieurs fois récupérée. Cette méthode de récupération et d'utilisation de plusieurs fois la même quantité d'énergie solaire captée a pour but de baisser sensiblement la consommation énergétique. L'expérience montre que le système a un bon rendement.

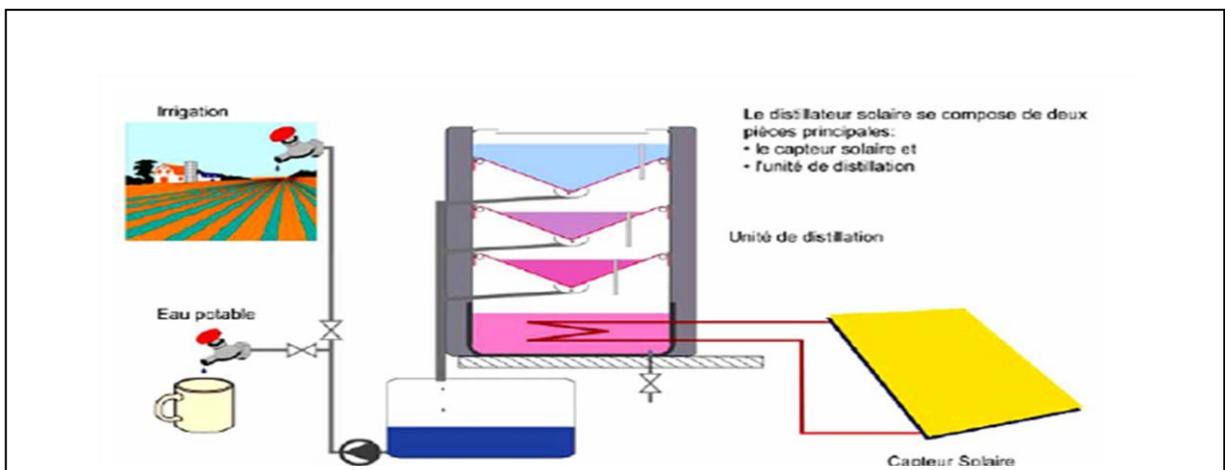


Figure II.8 : Installation solaire pour dessaler l'eau de mer

En outre, dans un travail antécédent, cet auteur [18] a réalisé à l'aide de moyens techniques simples basés sur l'énergie solaire et avec un coût minimum, une alimentation modeste en eau potable. La méthode utilisée, a consisté à récupérer et à utiliser plusieurs fois la même quantité d'énergie thermique. Elle a pour but de baisser la consommation énergétique de manière à ce que l'énergie solaire devienne une source alternative et compétitive dans la technologie du dessalement de l'eau.

A. Badran et al [19], ont expérimenté un distillateur solaire relié à un capteur solaire (figure II.9). Les mesures des différentes températures, de l'intensité solaire et de la production d'eau distillée ont été mesurées conditions de fonctionnement. Plusieurs modes de fonctionnement ont été étudiés.

Les résultats montrent que la productivité du système étudié augmente sensiblement par rapport à celle du distillateur seul.

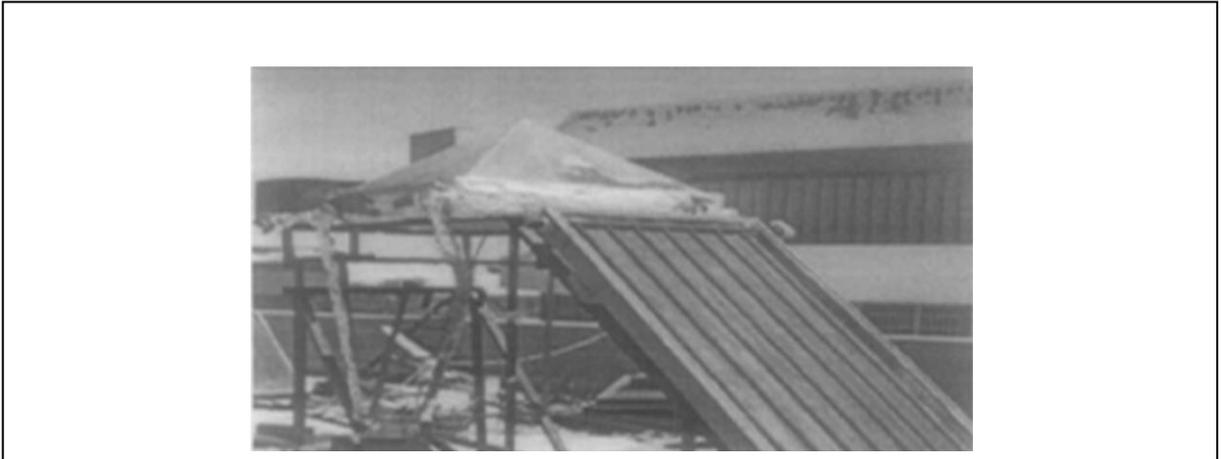


Figure II.9 : Système assemblé à un capteur solaire plan

R. Tripathi et G.N. Tiwari [20], ont conduit une expérience pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur convectif pour le système de distillation solaire actif illustré par la figure II.10. Ils ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur convectif entre l'eau et la face intérieure de la couverture de condensation dépend significativement de la profondeur d'eau. Par ailleurs, ils ont observé que le rendement obtenu est important au cours des heures d'ensoleillement par rapport à la production journalière pour des profondeurs d'eau 0.10 m et 0.15 m, en raison de l'effet de stockage.



Figure II.10 : Système de distillation solaire actif

II.2 Système hybride thermique photovoltaïque

Divers phénomènes thermiques, aérauliques et de conversions électriques interdépendantes interviennent dans le fonctionnement de ce système (figure II.11). Il englobe les trois modes de transferts thermiques, (conduction, convection et le rayonnement). En électricité, il concerne aussi bien les principes de base de l'électricité que les caractéristiques plus particulières des semi-conducteurs, des diodes et des panneaux photovoltaïques.

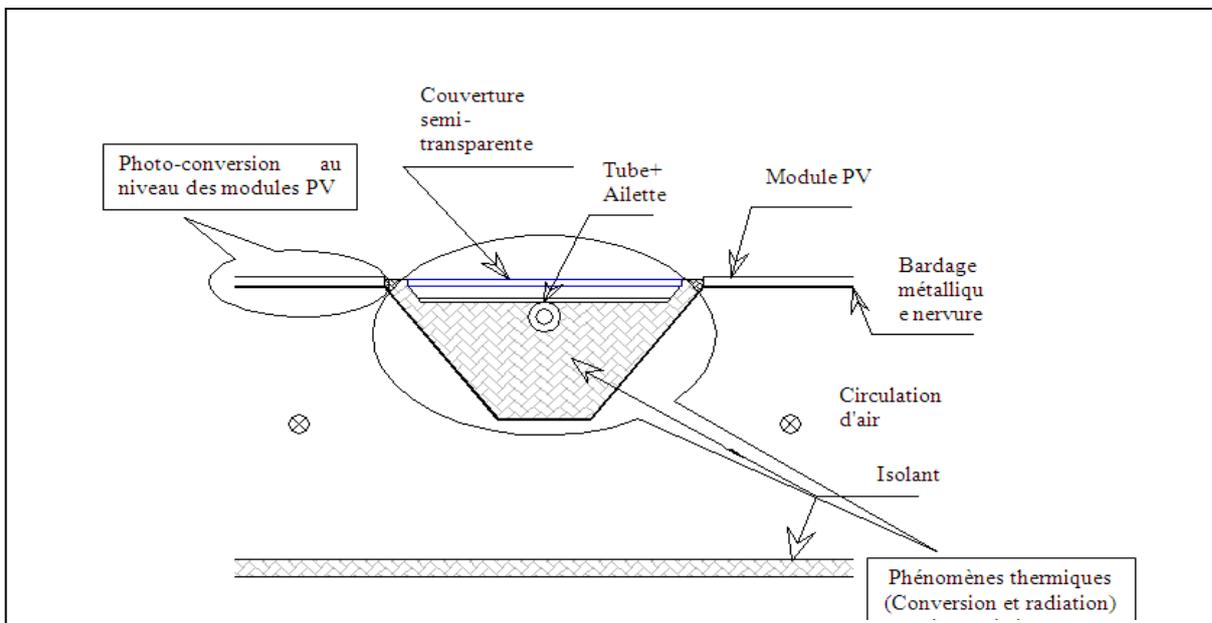


Figure II.11 : Section du prototype bi-fluide initial et localisation des phénomènes interdépendants

II.2.1 Capteurs solaires photovoltaïques

II.2.1.1 Panneaux photovoltaïques

La cellule photovoltaïque (ou cellule solaire) est l'élément de base de l'effet photovoltaïque (ou conversion par photopiles) permettant de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Ce phénomène implique la production et le transport de charges négatives et positives sous l'effet de la lumière dans un matériau semi-conducteur (qui est généralement, le silicium). En heurtant la surface de ce matériau, les photons transfèrent leur énergie aux électrons contenus dans la matière dopée négativement et positivement (jonction p-n). Ceux-ci se mettent alors en mouvement dans une direction particulière, créant ainsi un courant électrique continu (CC), I , qui est recueilli par des fils métalliques très fins micro-soudés en surface (figure II.12) [21].

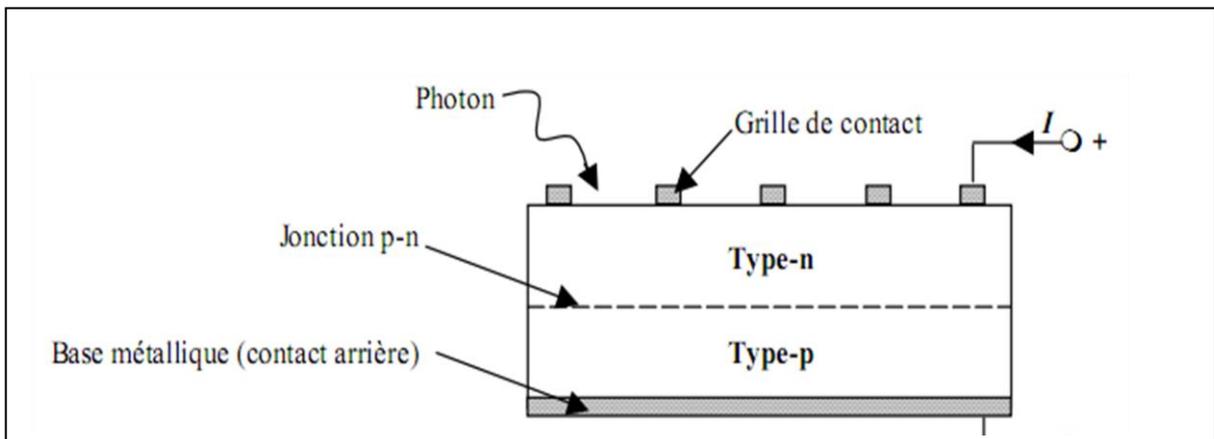


Figure II.12: Principe de fonctionnement du générateur photovoltaïque

Les cellules amorphes (a-Si). Les cellules en silicium cristallin sont les plus commercialisées et comprennent les cellules monocristallines offrant un bon rendement électrique situé entre 10 et 17 % et les cellules poly-cristallines ayant un rendement électrique compris entre 11 et 15 %. Les cellules monocristallines offrent un meilleur rendement électrique mais font appel à une méthode de production plus complexe et donc coûteuse. En effet, l'obtention d'un cristal pur nécessite une grande quantité d'énergie. Les cellules poly-cristallines nécessitent un procédé de fabrication consommant moins d'énergie. Elles ont ainsi un coût de production plus faible malgré leur rendement légèrement inférieur à celui des cellules monocristallines, d'où leur utilisation dans les composants solaires hybrides bi-fluides étudiés.

Quant aux cellules PV en silicium amorphe, elles ont notamment été utilisées pour le développement de capteurs solaires PV/T à eau en raison de la faible sensibilité de leur rendement électrique à leur température de fonctionnement. Cependant, le rendement électrique

de ces technologies amorphes reste faible, compris entre 4 et 7 %, bien qu'elles soient moins coûteuses que les précédentes. Elles sont adaptées aux installations solaires PV/T hybrides à grande superficie car la faiblesse du rendement électrique est compensée par un bon rendement thermique. En dehors des cellules PV à base de silicium, il existe des cellules en Cadmium Telluride (Cds-CdTe), en Diséléniure Cuivre Indium (CIS) ou en matériaux organiques (cellules amorphes à hydrogène) dont le rendement est faible, malgré leur coût plus bas par rapport aux cellules en silicium cristallin. Des cellules solaires en Arséniure de Gallium (GaAS) généralement adaptées à des applications spatiales, sont également commercialisées. Elles peuvent être néanmoins employées pour des applications terrestres à grande échelle. Malgré leur coût très élevé, elles présentent un haut rendement électrique (supérieur à 30 %). Elles contiennent cependant un matériau potentiellement toxique, l'arséniure. En 2001, environ 80 % des cellules solaires produites dans le monde sont en silicium cristallin, 13.23 % silicium amorphe, 0.39 % en Cadmium et 0.18 % en Diséléniure [21].

Les panneaux PV peuvent être de plus, inclus dans un système photovoltaïque permettant la production et le stockage de l'énergie électrique si nécessaire.

II.2.1.2 Le système photovoltaïque

Ce type de système peut comprendre en dehors du panneau PV, une batterie d'accumulateur permettant le stockage de l'énergie électrique produite, un système de régulation de charge permettant la gestion de la batterie, et éventuellement un onduleur permettant la conversion du courant continu en alternatif.

Le système PV peut être connecté directement au réseau électrique par l'intermédiaire d'un onduleur (figure I.10) tel que dans le cas du capteur solaire PV/T à air monté in situ à la société TENESOL et étudié au cours de ce travail de thèse (projet ADEME-PUCA) [21].

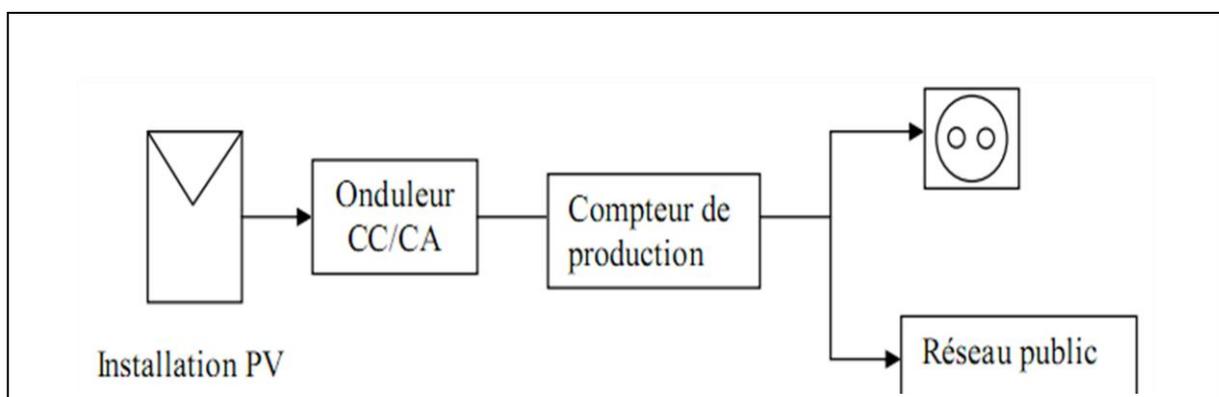


Figure II.13 : Schéma de principe d'un panneau PV connecté au réseau

La figure II.14 illustre un système PV composé de 12 branches de 5 modules PV nommés Sarnasol, de 900 m² de surface intégré à la toiture d'une école professionnelle de Lugano, au sud de la Suisse [22]. Ces modules PV Sarnasol sont constitués de cellules PV amorphes UNI-SOLAR recouvertes d'une membrane flexible en polyoléfine. Ce système PV fournit une puissance électrique totale de 15.36 kWc, soit une production annuelle de 16423 kWh, soit 1069 kWh / kWc.



Figure II.14 : Vue d'ensemble du système PV intégré à la toiture

Notons qu'un système photovoltaïque indépendant du réseau électrique est dit autonome. Il est dans ce cas connecté directement à des récepteurs fonctionnant en courant continu ou alternatif.

Un grand nombre de prototypes de capteurs solaires hybrides est réalisé par combinaison d'un champ PV à un capteur solaire thermique préexistant. Une synthèse des divers types de capteurs solaires ayant été dénombrée dans la littérature et sur le marché, est présentée dans ce qui suit.

II.2.2 Capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires thermiques permettent la production d'énergie thermique à partir du rayonnement solaire. Ils sont composés d'un corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant, d'un système de refroidissement à l'aide d'un fluide caloporteur (air ou liquide), d'un isolant thermique latéralement et en sous-face, le plus souvent d'une couverture transparente (en face avant et exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre, et éventuellement d'un coffrage étanche à l'eau et d'un système de support mécanique de l'ensemble. L'énergie solaire récupérée par le capteur solaire et transformée en énergie thermique est cédée au fluide caloporteur (air ou eau) (figure II.15).

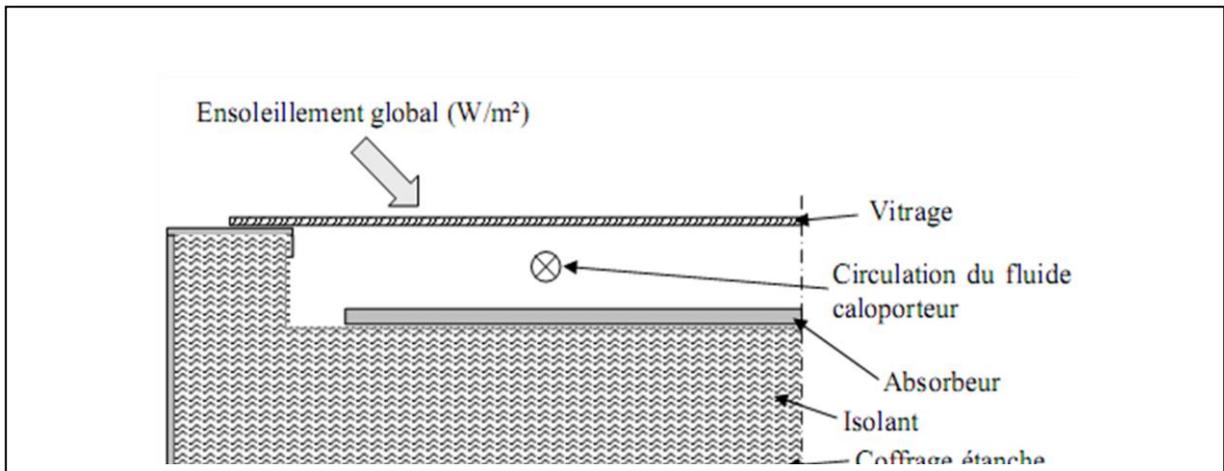


Figure II.15 : Schéma de principe d'un capteur solaire thermique plan

Cette énergie thermique peut être transférée vers un réservoir de stockage d'énergie ou utilisée directement. Ce transfert se fait soit par circulation naturelle, soit par circulation forcée du fluide. Les principaux types de capteurs solaires indépendamment du fluide caloporteur, sont les capteurs solaires à concentration qui ne font pas l'objet de ce travail, et les capteurs solaires thermiques plans. Ces derniers se distinguent par leur fonction, leur forme géométrique ou leur température d'application (figure II.16 [23], [24]).



Figure II.16 : Exemple de capteurs solaires plans, non vitrés et de capteurs solaires à tube sous-vide

Il existe ainsi les capteurs solaires plans vitrés convenant mieux à des applications à température modérée (comprises entre 30 et 70 °C) tels que le chauffage de l'eau sanitaire, des piscines d'intérieur et le chauffage des bâtiments. Ils se distinguent des capteurs solaires plans sans vitrage qui conviennent à des applications à basse température (inférieure à 30 °C), telles que le chauffage des piscines d'extérieur. Nous pouvons également citer les capteurs solaires sous vide ou caloducs. Ils sont particulièrement utilisés pour le chauffage de l'eau des résidences, des bâtiments commerciaux, ainsi que celui des piscines d'intérieur [21].

II.2.3 Les capteurs solaires PV/T hybrides

Afin de mener à bien la conception de notre capteur solaire bi-fluide, une synthèse bibliographique des capteurs solaires PV/T hybrides a été réalisée. De ce fait, notons que la recherche sur les capteurs solaires a débuté dans les années 70.

II.2.3.1 Les capteurs solaires PV/T à air

Ce type de capteur relativement simple, est constitué d'une couche absorbante à dos isolé, refroidi par un courant d'air circulant entre l'absorbeur et un couvercle de verre. On peut augmenter sa surface d'échange de chaleur en donnant à l'absorbeur soit un pouvoir émissif élevé, soit surface striée ou rainurée.

En 2006, Tiwari et al [25] présentent l'étude théorique et expérimentale en régime permanent d'un capteur solaire PV/T à air ventilé naturellement ou mécaniquement. Ce capteur solaire est constitué de deux modules PV de 0.61 m² de surface chacun, connectés en série et montés sur une couche isolante non-corrosive de Tedlar. Le module PV est composé de cellules photovoltaïques collées entre elles par l'intermédiaire d'une couche d'EVA et protégées par une couche de verre. Ce composant a été intégré à un banc d'essai en acier inclinable et monté à New Delhi, en Inde (figure II.17 [25]). Des ventilateurs disposés à l'entrée de la lame d'air située entre le Tedlar et une couche isolante en bois permettent la ventilation forcée des modules PV en face arrière. L'énergie électrique produite est stockée dans une batterie électrique. Cette analyse a montré que la récupération complémentaire de l'énergie thermique produite permet une amélioration du rendement global du système PV/T à air d'environ 18 %.

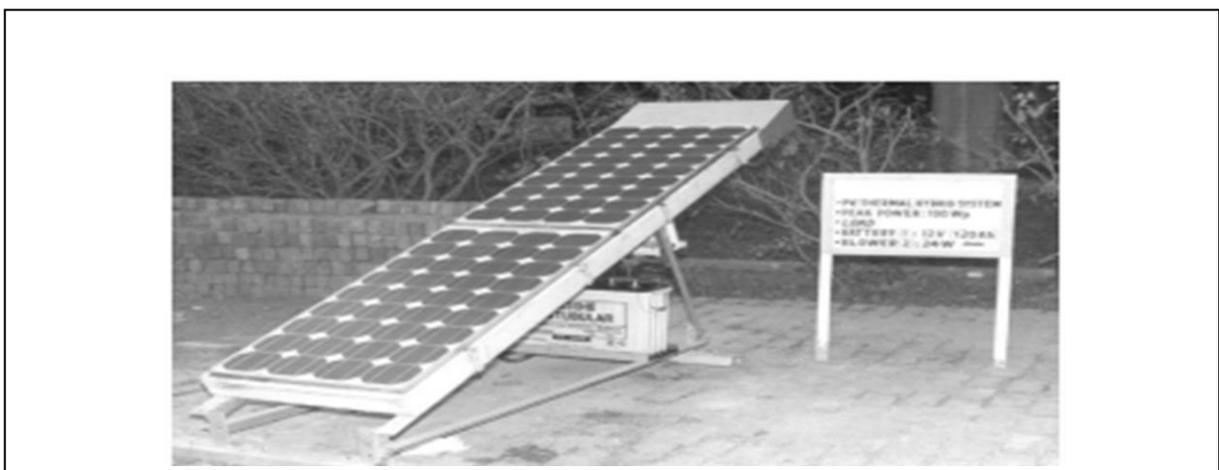


Figure II.17 : Banc d'essai du capteur solaire PV/T hybride à air

En 2007, Tripanagnostopoulos [26] a réalisé l'étude de capteurs solaires PV/T hybrides dont le fluide caloporteur est soit de l'air soit de l'eau, et pouvant être intégrés au bâti. L'objectif de ces travaux était de réduire la température de fonctionnement des modules PV, d'accroître la production d'air préchauffé et de réduire les pertes thermiques à travers l'isolant en sous-face du composant. Pour cela, la configuration d'un capteur solaire PV/T à air a été modifiée à moindre coût. Des études paramétriques menées sur un système PV/T à air ont montré qu'une faible épaisseur de la lame d'air améliore les transferts thermiques mais réduit le débit massique de ventilation de la lame, d'où une réduction du rendement thermique du système. Pour pallier à ce problème en optimisant les transferts de chaleur convectifs et radiatifs, la solution proposée est d'accroître la surface d'échange entre l'air et les modules PV. Pour cela, des configurations intégrant des plaques nervurées ou planes, des tubes soudés à l'absorbeur ou des ailettes au sein de la lame d'air ont été envisagées (figure II.18).

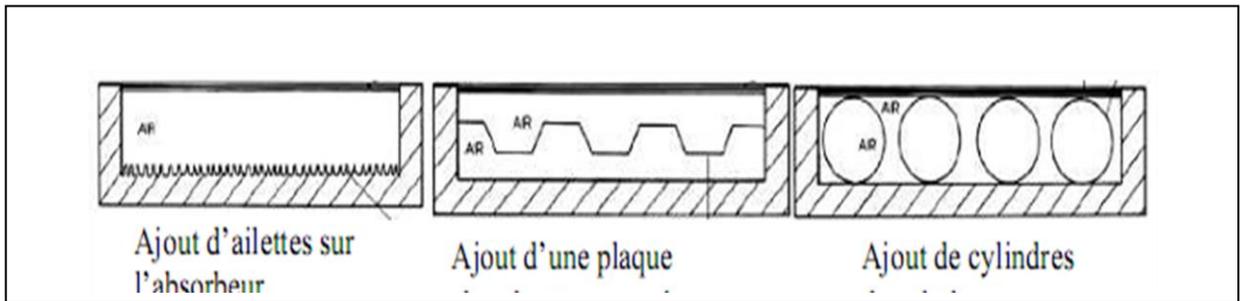


Figure II.18 : Modifications du capteur solaire PV/T hybride à air

II.2.3.2 Les capteurs solaires PV/T hybrides à eau

En 2001, Tripanagnostopoulos [27] a effectué l'étude d'un capteur solaire hybride faisant appel à deux types de fluides caloporteurs disposés de manière superposée. Trois configurations ont été conçues et analysées expérimentalement afin d'évaluer le comportement de chacune des formes de production thermique (à air ou à eau). Le système le plus performant schématisé sur la figure II.19, [27] comporte un absorbeur soudé à des tubes en cuivre situé en face avant du composant, une plaque métallique plane et des ailettes disposées sur la paroi inférieure de la lame d'air.

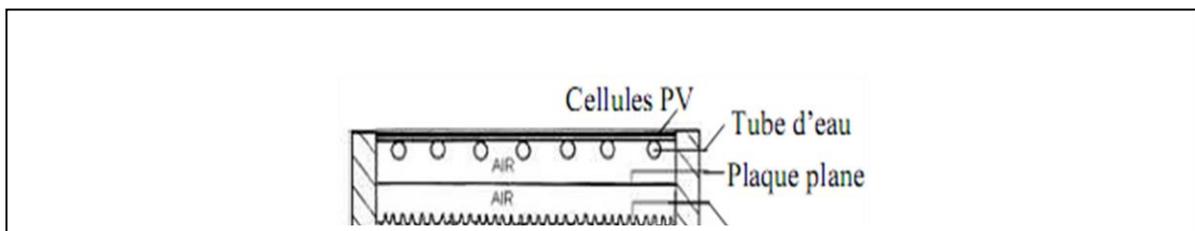


Figure II.19: Capteur solaire PV/T hybride à deux fluides et à fonctions superposées

En 2002, un capteur solaire PV/T hybride vitré a été étudié par Sandnes et Rekstad [28]. Ce système est composé de cellules PV en silicium monocristallin collées sur un absorbeur en plastique noir polyphényloxyde par l'intermédiaire de 0.5 mm d'adhésif à base de silicium. Cet absorbeur est muni de canaux de circulation d'eau en sous-face (figure II.20). L'eau circule par l'intermédiaire de la force de gravité. Le panneau PV de surface 0.32 m² est constitué de 6 rangées de 5 cellules PV en série de 1.5 Wc chacune. L'analyse de ce prototype a consisté en la conception, et la modélisation du composant complétée par une étude expérimentale en vue d'évaluer ses performances thermique et électrique, et les interactions entre la production thermique en eau et la production électrique. Pour cela, des modèles analytiques existants ont été modifiés en vue de les adapter à ce système hybride. La température de l'absorbeur croît

dans la direction de l'écoulement du fluide caloporteur, est du haut vers le bas du capteur solaire.

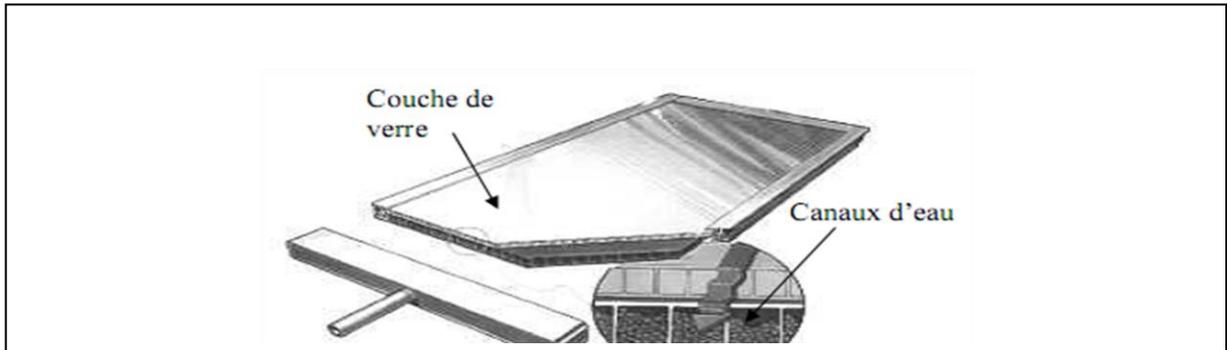


Figure II.20 : Schéma du capteur solaire PV/T hybride à eau SolarNor

En 2003, un capteur solaire PV/T hybride à eau est étudié en régime dynamique par Chow [29] qui en réalise un modèle adapté aux simulations thermiques en régime transitoire. Il s'appuie pour cela, sur les travaux de Bergene et Lovvik [30] qui présentent en 1995, la modélisation d'une configuration similaire de capteur solaire PV/T hybride à eau. Ce modèle thermique se base sur la méthode des volumes finis et permet de calculer les performances horaires, les gains thermiques et électriques, les rendements et le comportement thermique des diverses couches de ce capteur solaire. Le composant est constitué d'une couche de verre séparée d'un panneau PV par une lame d'air confinée (figure II.21). Le panneau PV est fixé à l'absorbeur par l'intermédiaire d'une couche adhésive composée d'EVA (Ethylène Acétate de Vinyl) et de Tedlar. Cet absorbeur se présente sous forme d'ailette soudée à des tubes de circulation d'eau parallèles, régulièrement espacés et connectés aux deux extrémités par des tubes de jonction. Cette disposition permet d'uniformiser le débit d'eau dans chacun des tubes. Les côtés et le fond du capteur solaire sont isolés.

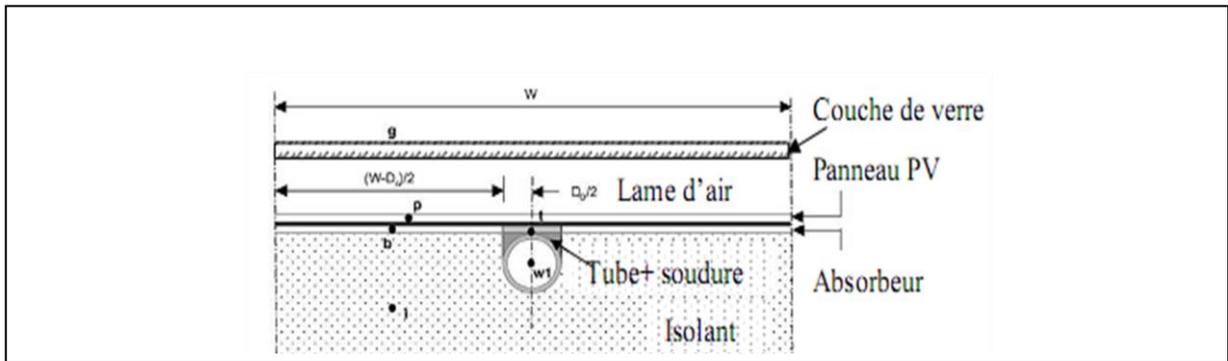


Figure II.21 : Capteur solaire PV/T hybride à eau

En 2007, Kalogirou et Tripanagnostopoulos [31] poursuivent une étude précédemment menée sur les capteurs solaires PV/T hybrides à air [29] en analysant cette fois, le comportement de capteurs solaires PV/T hybrides à eau comportant des panneaux PV à base de cellules en silicium poly-cristallin ou de cellules amorphes, sur trois sites. Ces composants ont été intégrés à des bâtiments industriels et ont chacun une surface totale de 300 m². Le capteur solaire hybride a été isolé en face arrière par une couche de 5 cm de polyuréthane (figure II.22). Les résultats des simulations réalisées à partir du logiciel TRNSYS montrent que la production électrique d'un capteur solaire PV est supérieure de 25 % à celle du composant hybride.

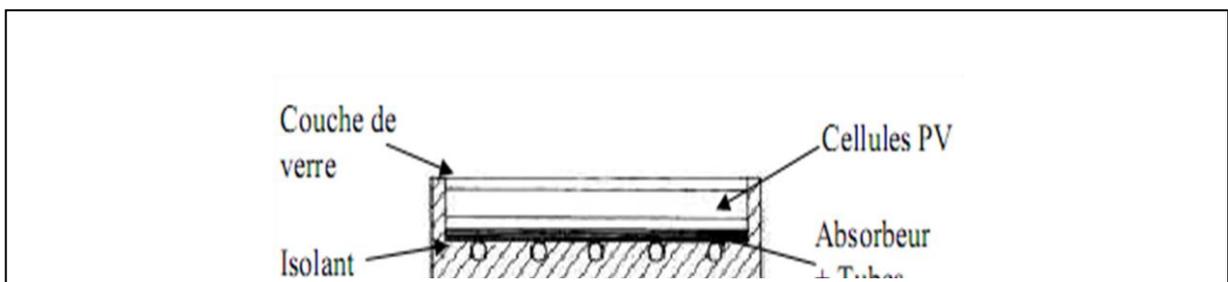
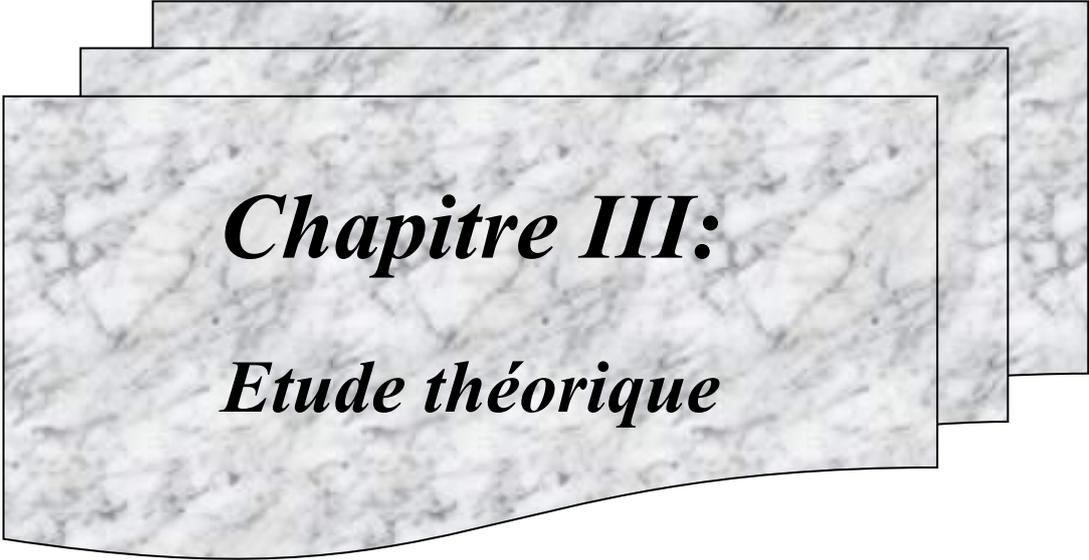


Figure II.22 : Section du capteur solaire hybride à eau étudié

II.2.3.3 Etude bibliographique sur l'utilisation des PCMs dans les systèmes Hybride

Le développement d'un système hybride de capteur thermique et de matériau à changement de phase (PCM) présente une approche prometteuse pour optimiser l'efficacité de la distillation en exploitant des techniques avancées de stockage d'énergie thermique [32]. Des recherches récentes soulignent le potentiel des PCM, tels que la cire de paraffine combinée au graphite expansé, qui améliorent les performances thermiques grâce à leur capacité thermique latente élevée lors des transitions de phase [33]. Ces matériaux permettent un stockage et une libération efficaces de la chaleur, facilitant une régulation continue et contrôlée de la température, essentielle aux processus de distillation [34].

L'intégration de systèmes thermoélectriques avec des PCM améliore encore l'utilisation de l'énergie, offrant des perspectives prometteuses pour une récupération et une conversion efficaces de la chaleur [35]. De plus, des conceptions innovantes intègrent des modèles d'optimisation multiparamètres et la dynamique des fluides numérique pour affiner les performances du système et garantir une dynamique optimale de transfert de chaleur [36][37]. Des prototypes expérimentaux récents, notamment des systèmes hybrides photovoltaïques/thermiques avec des matériaux à changement de phase, démontrent des améliorations significatives de l'efficacité énergétique, certaines études faisant état d'augmentations allant jusqu'à 40 % dans les processus de dessalement [38]. L'ajout d'ailettes en aluminium et de fentes perforées dans les échangeurs de chaleur, combiné à l'intégration de PCM, améliore la dissipation thermique et le contrôle de la température, essentiels au maintien de conditions de distillation stables [39]. De plus, de nouvelles applications telles que les systèmes hybrides PV/T à base de textile utilisant du PCM démontrent la polyvalence de ces matériaux dans divers contextes de gestion thermique [40]. Globalement, ces avancées indiquent que la combinaison de matériaux à changement de phase avec des capteurs thermiques hybrides peut considérablement améliorer l'efficacité de la distillation en améliorant la rétention de chaleur, en réduisant les pertes d'énergie et en permettant un contrôle thermique précis, ouvrant ainsi la voie à des systèmes de purification thermique plus durables et plus efficaces [41][42][43][44].



Chapitre III:

Etude théorique

III.1 Le système capteur solaire PV /T

Les principaux constituants du capteur hybride PV /T sont une couverture transparente, un absorbeur, un fluide caloporteur, un module photovoltaïque, une isolation thermique et d'un coffre (figure III.1).

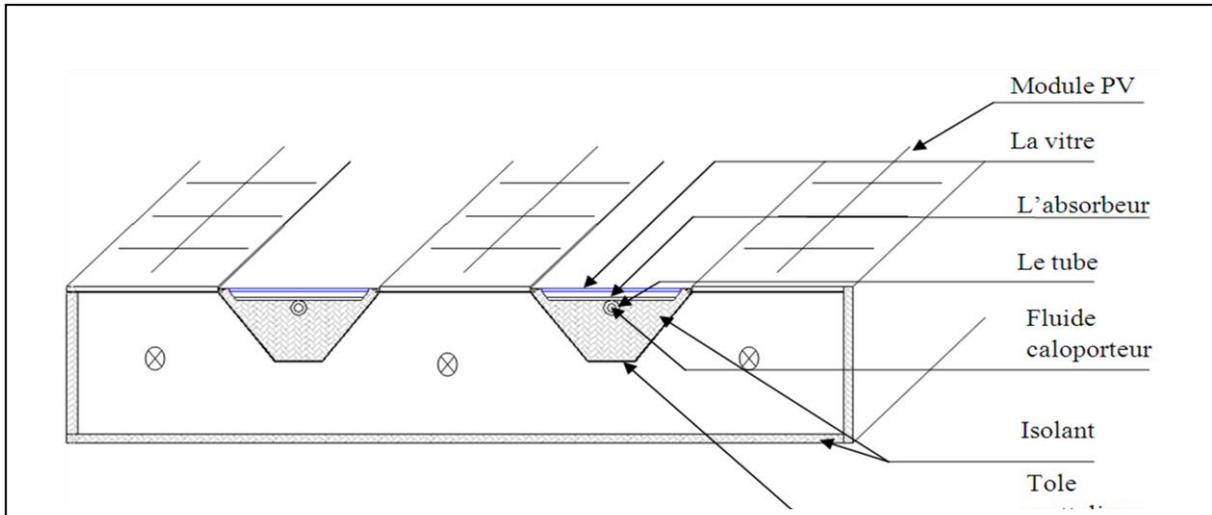


Figure III.1: Composants d'un capteur solaire

Divers types de matériaux ont été employés pour la construction des absorbeurs et des tubes constituant les capteurs solaires à eau dès les années 1980. Mais, de nos jours, le matériau le plus utilisé est le cuivre. L'acier inoxydable et le plastique sont utilisés dans le cas où un fluide caloporteur aux propriétés chimiques agressives circulerait dans les tubes.

Dans le cadre de notre étude, le matériau choisi pour l'absorbeur et le tube du capteur solaire à eau est le cuivre afin d'éviter les phénomènes de corrosion notés sur les absorbeurs en acier ou en aluminium en présence des liquides caloporteurs.

Afin d'accroître l'absorption du rayonnement solaire tout en réduisant les déperditions du rayonnement thermique, cet absorbeur est recouvert d'un revêtement sélectif.

III.1.1 Description du capteur solaire PV/T

III.1.2 Modélisation de capteur solaire PV/T

Un modèle thermique et électrique de capteur solaire bi-fluide a été développé [21]. Cependant, cette modélisation s'est révélée d'autant plus complexe qu'elle consistait à représenter le couplage de nombreux phénomènes thermiques, aérauliques et de photo-

conversion existant au niveau des composants étudiés. C'est ainsi qu'il a été nécessaire de réaliser une modélisation adaptée à travers le découpage et l'analyse détaillée de chacun des phénomènes ayant lieu au niveau des zones thermique et électrique des composants solaires. Une étude des phénomènes thermiques et aérodynamiques régissant le comportement de la lame d'air est tout d'abord proposée. Puis, les transferts radiatifs en surface des capteurs solaires et à l'intérieur de la nervure sont définis en courtes et grandes longueurs d'onde. Ensuite, le modèle de photo-conversion est présenté. En dernier lieu, le mode de couplage de ces divers phénomènes est détaillé à travers la description des bilans thermiques relatifs de capteur solaire (figure III.2).

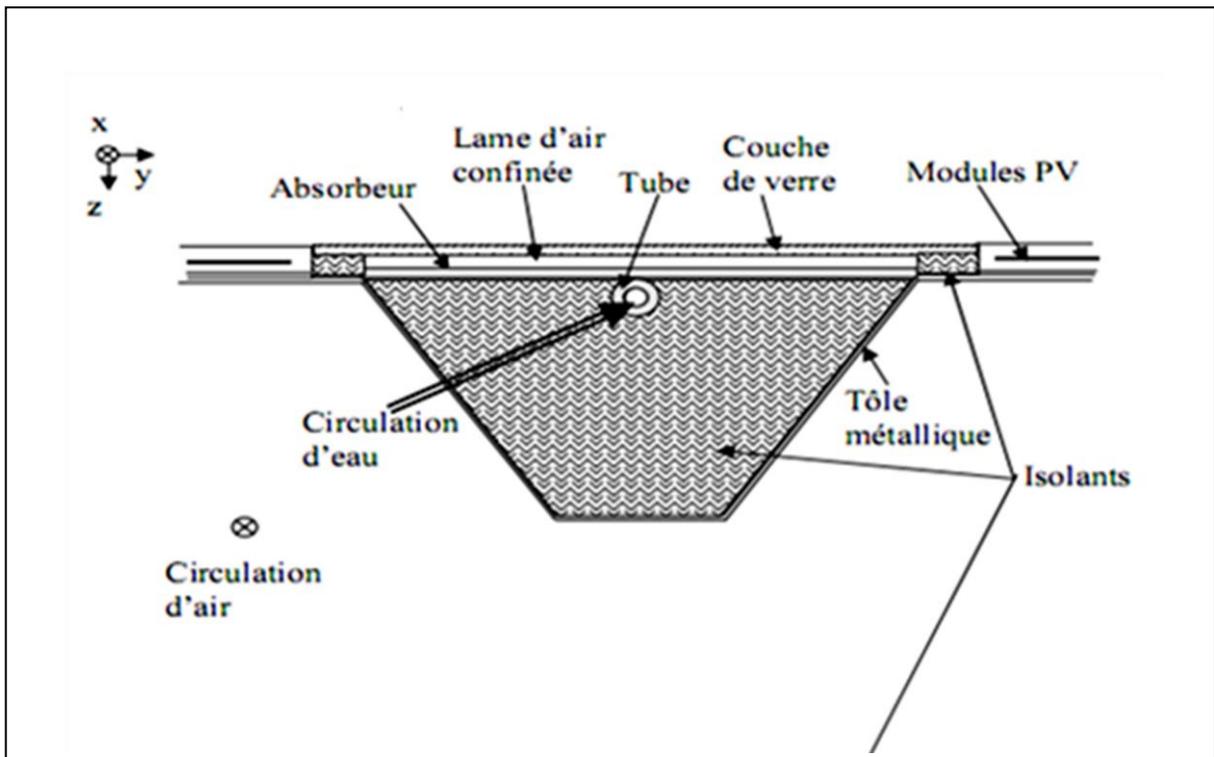


Figure III.2: Section du capteur solaire PV/T hybride bi-fluide (simplifiée)

III.1.2.1 La lame d'air

En vue de définir la configuration favorisant la production électrique des cellules PV, une circulation d'air a été envisagée lors de la modélisation de la lame d'air située en sous-face des modules PV et entre la vitre et l'absorbeur (figure III.3).

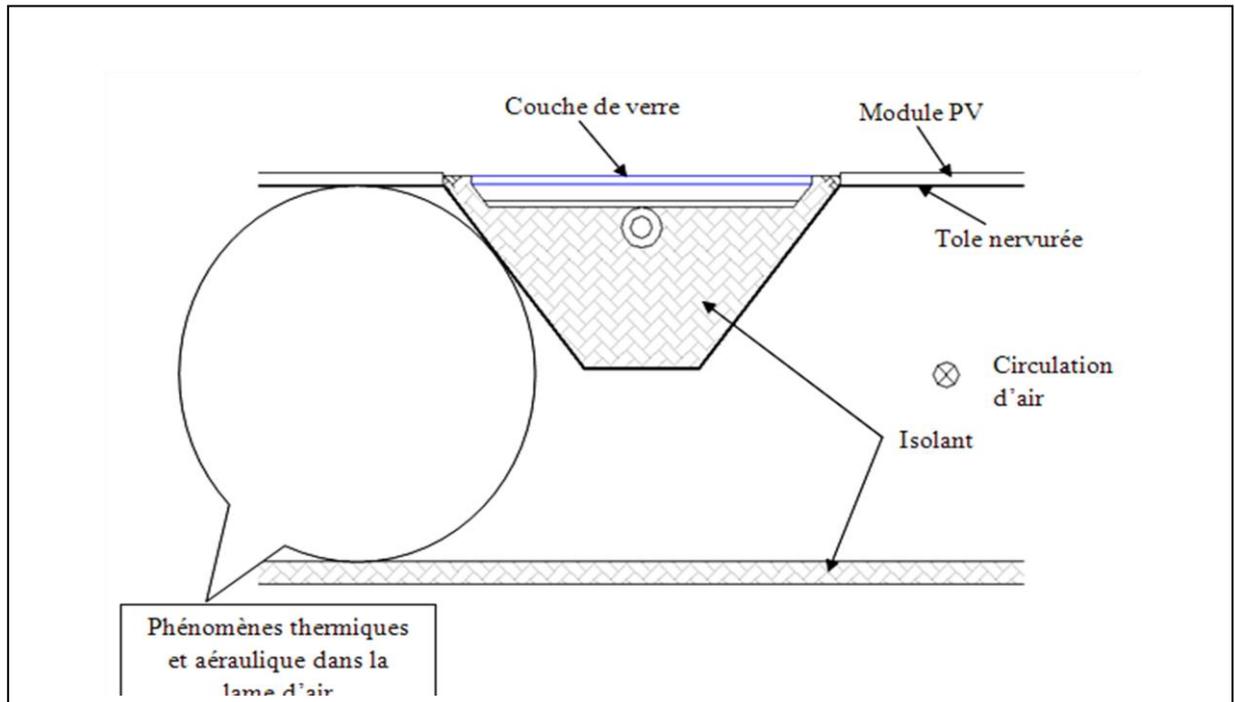


Figure III.3: Phénomènes thermiques convectifs et aéraulique au niveau de la lame d'air

Notre attention va porter sur le premier cas le second ayant été largement traité.

Notons que l'étude des transferts thermiques par convection dans la lame d'air nécessite la détermination du coefficient de transfert thermique par convection h_{conv} . Ce coefficient d'échange est fonction de corrélations empiriques donnant le nombre de Nusselt moyen Nu_{air} , de la conductivité thermique de l'air K_{air} et d'une longueur caractéristique L_{carac} du canal qui est ici, le diamètre hydraulique de la lame d'air:

$$D_{hl} = 4 \frac{S_{lame}}{P_{mouillé}} \quad (III. 1)$$

(S_{lame} étant la section de la lame et $P_{mouillé}$, le périmètre mouillé de la lame).

$$h_{conv} = \frac{Nu_{air} K_{air}}{D_{hl}} \quad (III. 2)$$

III.1.2.1.1 Calcul du coefficient de transfert convectif dans la lame d'air

En convection naturelle, le nombre de Nusselt dépend du nombre de Rayleigh Ra_{air} qui est fonction des nombres de Grashof Gr_{air} et de Prandtl Pr_{air} soit:

$$Ra_{air} = Gr_{air} \cdot Pr_{air} \quad (III. 3)$$

Avec :

$$Gr_{air} = \frac{g \cdot \beta_{th} \cdot \rho_{air} \cdot (T_{air} - T_{airm}) L_{carac}^3}{\mu_{air}^2} \quad (III. 4)$$

$$Pr_{air} = \frac{c_{p_{air}} \cdot \mu_{air}}{K_{air}} \quad (III. 5)$$

Où, T_{air} est la température moyenne des parois de la lame d'air et T_{airm} la température moyenne d'air dans la lame que nous définirons plus précisément par la suite. β_{th} est le coefficient de dilatation de l'air et g la constante de gravité.

Cependant, quelques corrélations générales peuvent être appliquées à la fois à un canal vertical et à un canal incliné. Pour un régime d'écoulement laminaire (tel que $Ra_{lcarac} < 10^9$), Ong et Chow utilisent l'expression [45]:

$$Nu_{air} = 0.68 + \frac{(0.67 \cdot Ra_{lcarac}^{0.25})}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr_{air}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}} \quad (III. 6)$$

Où Ra_{lcarac} est le nombre de Rayleigh, dépendant de la longueur caractéristique l_{carac} .

Cette corrélation a été également utilisée par Bazilian [46] dans la modélisation d'une lame d'air inclinée dont une des parois est uniformément chauffée et l'autre est adiabatique. Notons de plus, que la plupart des valeurs de nombre de Rayleigh obtenues dans le cas des configurations de lame d'air traitées, appartiennent à cet intervalle et donc sont inférieures à 10^9 (soit de l'ordre de 10^7 ou 10^8). Le nombre de Prandtl de l'air étant $Pr_{air} 0.69$.

Pour un régime d'écoulement turbulent, Ong et Chow [45] utilisent la relation:

$$Nu_{air} = 0.825 + \left\{ \frac{(0.387 Ra_{lcarac}^{\frac{1}{6}})}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr_{air}}\right)^{\frac{8}{27}}\right)} \right\}^2 \quad (III. 7)$$

Différentes corrélations de Nusselt moyen ont été recensées, notamment dans l'ouvrage de Giblin [47] qui prend en compte divers types de canaux et de plaques. Dans le cadre de ce travail de thèse, quelques corrélations ont été retenues, suivant la valeur du nombre de Rayleigh. Les corrélations de Nusselt moyen relatives à des parois inclinées peuvent être obtenues à partir des corrélations adaptées à des parois verticales en

remplaçant la constante de gravité g intervenant dans l'expression du nombre de Grashof de l'air Gr_{air} par $g \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)$, β étant l'angle d'inclinaison du canal par rapport à l'horizontale (figure III.4).

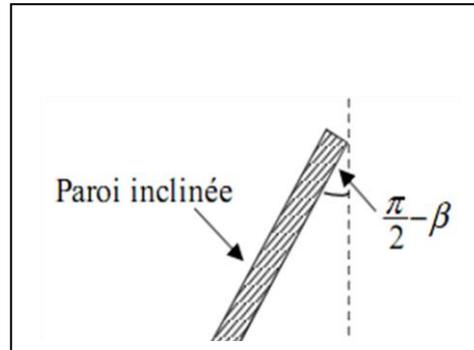


Figure III.4: Inclinaison β d'une paroi en convection naturelle

La longueur caractéristique correspondant à ces corrélations est la longueur du cylindre ou de la plaque [48].

III.1.2.1.2 Choix des corrélations de Nusselt

Le choix des nombres de Nusselt moyen adaptés aux configurations de la lame d'air étudiées a été effectué en fonction des valeurs du nombre de Rayleigh Ra_{air} .

Pour un écoulement naturel laminaire tel que $0 < Ra_{\text{air}} < 10^5$, [49] [50] [51], la corrélation de Nusselt moyen donnée par Hollands a été retenue car elle est adaptée à deux plaques parallèles inclinées d'un angle β compris entre 0° et 60° .

$$Nu_{\text{air}} = 1 + 1.44 \cdot \left[1 - \left(1708 \cdot \frac{(\sin(1.8 \cdot \beta))^{1.6}}{Ra_{\text{air}} \cos(\beta)} \right) \right] \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_{\text{air}} \cos(\beta)} \right] + \left[\left(\frac{Ra_{\text{air}} \cos(\beta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (\text{III. 8})$$

Dans cette corrélation, la longueur caractéristique à prendre en compte est la distance séparant les deux plaques. Notons que, dans sa modélisation d'un capteur solaire thermique à air et à absorbeur ondulé en acier intégré en toiture à partir de l'équation, Belusko [52] constate que la valeur du nombre de Nusselt moyen a une faible influence sur les simulations effectuées

en écoulement naturel laminaire. En effet, il montre qu'une variation à 100 % de la valeur du nombre de Nusselt moyen dans son modèle n'entraîne qu'une variation maximale de 6 % de la température d'air calculée en sortie de la lame.

De plus, pour $10^4 < Ra_{\text{air}} < 10^9$ (régime laminaire), la corrélation de Nusselt moyen choisie est donnée par MacAdams :

$$Nu_{\text{air}} = 0.59. (Gr_{\text{air}}. Pr_{\text{air}})^{1/4} \quad (\text{III. 9})$$

Enfin, pour $10^9 < Ra_{\text{air}} < 10^{12}$, l'écoulement d'air est considéré turbulent dans la lame et la corrélation de Nusselt moyen choisie est:

$$Nu_{\text{air}} = 0.13. (Gr_{\text{air}}. Pr_{\text{air}})^{1/3} \quad (\text{III. 10})$$

III.1.2.2 Transfert radiatif

Dans cette partie, les transferts radiatifs au niveau de la nervure du capteur solaire bi-fluide sont présentés en courtes longueurs d'onde. La lame d'air confinée est composée de deux parois horizontales parallèles (la couche de verre de confinement de la nervure et de l'absorbeur en cuivre) et de deux parois latérales verticales en polystyrène (figure III.5). Les hypothèses suivantes ont été appliquées à ces quatre surfaces.

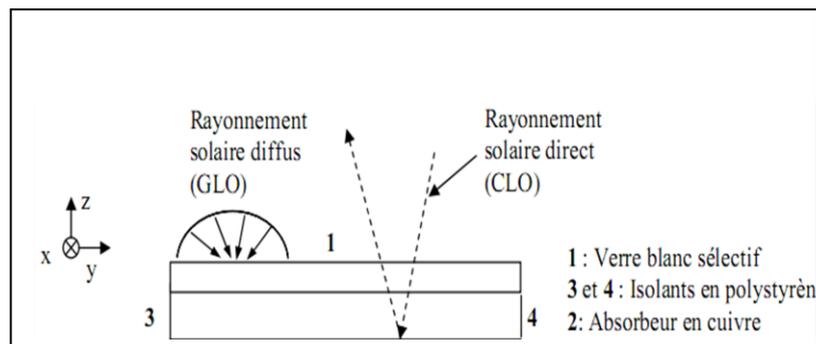


Figure III.5: Section transversale simplifiée de la lame d'air confinée dans le capteur solaire

Les surfaces 1 et 2 sont supposées infinies dans le sens de la largeur (direction y) afin d'éviter les effets de bord [53]. Les surfaces 3 et 4 ne sont donc pas prises en compte dans le bilan radiatif du composant. Elles sont diffusantes en émission et en réflexion.

Les deux parois ne sont pas convexes et ne peuvent donc pas rayonner vers elles-mêmes. D'où, les facteurs de forme F_{11} de la surface S_1 vers elle-même et F_{22} de S_2 vers elle-même, sont nuls. Nous avons alors:

$$F_{12} = F_{21} = 1$$

Le vitrage (surface 1) est supposé opaque au rayonnement grande longueur d'onde (GLO). L'absorbeur (surface 2) est considéré opaque à toutes les longueurs d'onde de rayonnement. Ainsi, la transmittivité de la surface 2 est prise nulle. Le coefficient d'absorption de l'absorbeur est supposée proche de 1 alors que son émissivité est très faible. Le flux solaire absorbé par la face extérieure du vitrage est également pris en compte séparément dans le bilan thermique du composant. Les éclairagements primaires reçus par la surface 1 et 2 sont donnés dans le Tableau III.1.

Surfaces de la lame d'air confinée	Eclairagements primaires reçus (W/m ²)
Surface 1	$G_{1,clo}^0 = 0$
Surface 2	$G_{2,clo}^0 = \frac{(\tau_{direct} G_{direct} \cdot S_1 + \tau_{diffus} G_{diffus} \cdot F_{12} S_1)}{S_2}$

Tableau III.1: Eclairagements primaires reçus par les deux surfaces de la lame d'air confinée

III.1.2.3 La photo-conversion

L'objectif de cette étape est la réalisation d'un modèle électrique adapté à une technologie poly-cristalline et pouvant être appliqué aux panneaux PV inclus dans le capteur solaire PV/T hybride étudié, et être couplé aux modèles thermiques développés. Le principe de couplage adopté pour les modèles thermique et électrique du capteur solaire hybride étudié est défini.

III.1.2.3.1 Etat de l'art des principaux modèles de capteurs solaires photovoltaïques

La modélisation des panneaux PV consiste en la détermination de leurs caractéristiques électriques sous diverses conditions de rayonnement et de température des cellules .

Nous citerons entre autres, les travaux réalisés par Muresan [54] dont les modèles physiques et numériques ont visé par une approche fine de la photo-conversion, à accéder aux champs de températures et de puissances radiatives incidentes au sein de la cellule PV en silicium polycristallin et à la définition de la courbe caractéristique courant - tension. Ces études ont de même, permis une analyse détaillée des mécanismes couplés de transfert de chaleur et de transport de charges électriques en fonction de divers paramètres tels que les caractéristiques radiatives spectrales du rayonnement solaire reçu [55].

Cependant, vu le niveau de modélisation adopté et les objectifs majeurs de notre thèse, nous limitons notre travail à l'analyse, détaillée certes, mais au niveau macroscopique, du comportement électrique des modules PV et de leur productivité électrique sous diverses sollicitations.

Afin de mener à bien cette étape, en amont de la présentation de l'état de l'art sur les modèles électriques existants, ce paragraphe décrit succinctement le mode de fonctionnement et les caractéristiques électriques d'un module PV. Ainsi, un module photovoltaïque peut fonctionner selon toute combinaison de courant et de tension présente sur sa courbe caractéristique courant - tension (figure III.6) [56]. Cependant, à un instant donné, il fonctionne selon une seule combinaison de courant et de tension qui est définie par les caractéristiques électriques du circuit auquel il est raccordé.

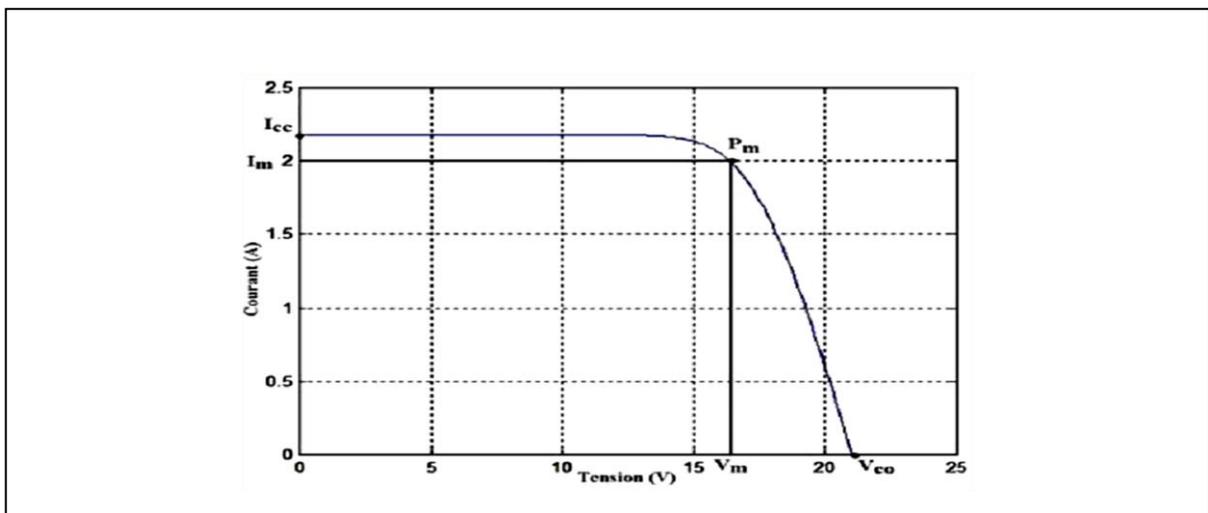


Figure III.6: Courbe caractéristique d'une cellule photovoltaïque

La tension en circuit ouvert est notée V_{oc} , et, le courant mesuré lorsque la tension est nulle aux bornes du module est appelé courant de court-circuit I_{cc} . La tension atteint son point

maximal en circuit ouvert, alors que le courant est à son point le plus élevé dans des conditions de court-circuit.

Plus précisément, une combinaison de courant et de tension permet la production d'une puissance électrique variant en fonction de paramètres tels que les caractéristiques du rayonnement incident, le traitement de la surface des panneaux PV, le type, les dimensions géométriques et la forme des cellules PV, et la température de fonctionnement des panneaux PV [54].

Cette puissance électrique produite est, nulle au point de tension maximale (c'est-à-dire, en circuit ouvert V_{oc}) et au point d'intensité de courant maximal (soit dans des conditions de court-circuit I_{cc}).

La meilleure combinaison correspond au point de puissance maximale P_{max} . La tension et le courant correspondant à ce point sont appelés tension nominale V_m et courant nominal I_m . Le point de puissance maximale permet de déterminer la puissance et le rendement nominaux d'un module PV. Ces caractéristiques électriques des modules PV sont fournies par le fabricant dans des conditions de référence.

La recherche bibliographique menée dans la littérature a montré que la plupart des modèles électriques actuels sont basés sur des circuits équivalents à une diode, à deux diodes ou plus simplement sur l'équation de la diode idéale. De plus, les modèles électriques recensés sont adaptés à une forme spécifique de cellules PV.

III.1.2.3.1.1 Les modèles basés sur un circuit à une diode

Le modèle idéal à une diode a été développé par Rauschenbach en 1980 [55] et amélioré par Roger et Maguin [56] et Green [57] en 1982. Ce modèle à une diode est caractérisé par des circuits à une diode basés sur quatre ou cinq paramètres suivant le type de cellules PV auquel il s'applique. Ainsi, le circuit à quatre paramètres est adapté aux cellules en silicium monocristallin ou poly-cristallin, ce qui correspond aux panneaux PV étudiés. Le circuit à cinq paramètres, particulièrement utilisé pour la modélisation des cellules amorphes ou à film fin ne convient pas au cas étudié dans ce travail.

Plus précisément, le modèle à une diode caractérisé par un circuit à quatre paramètres est basé sur le schéma électrique équivalent d'une cellule photovoltaïque comportant un générateur de courant, une diode et une résistance en série (figure III.9) [58].

Les quatre paramètres intervenant dans ce circuit sont dans les conditions de référence: I_L le courant photo-généré des modules PV, I_0 le courant de saturation inverse, γ_i le facteur d'idéalité de la jonction et R_s la résistance série.

Dans le cas de cellules PV en silicium monocristallin ou poly-cristallin, la pente de la courbe caractéristique courant - tension (I-V) des cellules en court-circuit (figure III.8) est supérieure ou égale à 0, soit :

$$(dI/dV_v = 0) \geq 0 \tag{III. 11}$$

De plus, le modèle à une diode fournit le courant délivré par les modules PV pour une tension donnée, en fonction de l'éclairement et de la température de la cellule PV (figure III.7). La puissance électrique délivrée par les modules PV dépend du rayonnement solaire reçu et la courbe caractéristique I-V du module PV varie suivant la température des cellules PV.

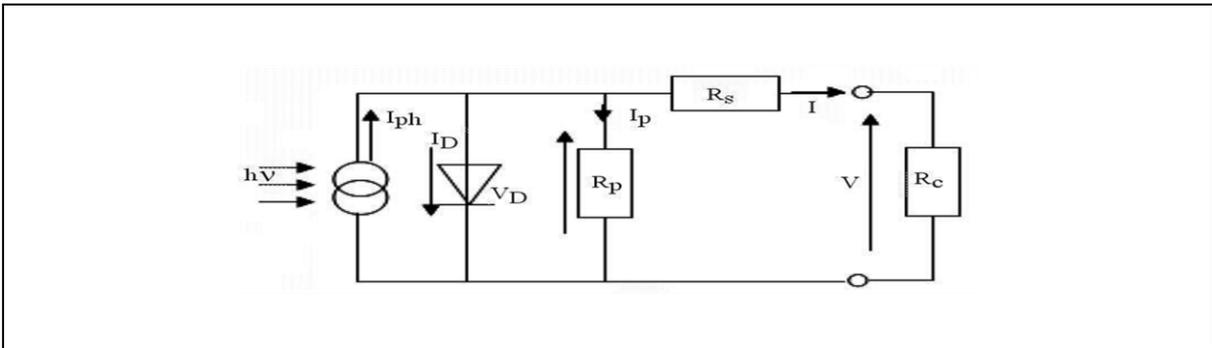


Figure III.7: Schéma analogique à une diode du modèle de cellule PV

L'intensité I produite aux bornes d'une cellule PV en fonction de la tension de la charge V , est donnée par l'équation (III.10) :

$$I = I_L - I_0 \left\{ \text{EXP} \left[\left(\frac{q(V + R_s \cdot I)}{\gamma_i \cdot K \cdot T_{\text{cell}}} \right) \right] - \left[\frac{V + R_s \cdot I}{R_p} \right] \right\} \tag{III. 12}$$

Où, I_L est le courant photo-généré des modules PV, q la charge des électrons ($1.602 \cdot 10^{-19}$ C) et k la constante de Boltzmann (égale à $1.381 \cdot 10^{-23}$ J/K).

Dans les conditions de référence, I_0 le courant de saturation inverse, I_{cc} le courant de court-circuit et γ_i le facteur d'idéalité de la jonction s'obtiennent en fonction de V_{oc} la tension en circuit ouvert et de V_m et I_m la tension et l'intensité au point de puissance maximale.

III.1.3 Modèles thermiques

III.1.3.1 Détermination de la température de la voûte céleste

En ce qui concerne la température de la voûte céleste, elle diffère d'un site à l'autre. En effet, Tang et al [59] modélisent la température de la voûte céleste en fonction de l'émissivité du ciel, de la température de l'air ambiant extérieur T_e et de la pression atmosphérique par l'équation.

$$T_{\text{ciel}} = (T_e + 273.15) \cdot \varepsilon_{\text{ciel}}^{0.25} \quad (\text{III. 13})$$

En 2000, Hegazy [60] propose le modèle stationnaire unidirectionnel de quatre types de capteurs solaires PV/T hybrides à air en calculant la température du ciel à partir de l'équation de Swinbank donnée par l'expression.

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 \cdot (T_e + 273.15)^{1.5} \quad (\text{III. 14})$$

Chow [29] présente en 2003, le modèle dynamique d'un capteur solaire PV/T hybride à eau en supposant que la température ambiante extérieure et la température de la voûte céleste sont identiques afin de négliger les pertes thermiques nocturnes.

Kim et al [48] proposent en 2007, le modèle d'un concentrateur solaire en définissant la température de la voûte céleste T_{ciel} à partir de l'équation de Sartori [49] [50].

$$T_{\text{ciel}} = (T_e + 273.15) \left[\frac{T_{\text{rosée}} + 200}{250} \right]^{0.25} - 273.15 \quad (\text{III. 15})$$

Avec $T_{\text{rosée}}$ la température de rosée de l'air.

De plus, en 2007, Aste et al [51] modélisent un capteur solaire PV/T hybride à air en appliquant pour le calcul de la température du ciel, N_{ciel} étant le degré de nébulosité du ciel(%), l'équation :

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 \cdot (T_e + 273.15)^{1.5} + 2.625 \cdot N_{\text{ciel}} \quad (\text{III. 16})$$

III.1.3.1 Choix du modèle de température de la voûte céleste

La liste proposée n'est pas exhaustive, mais elle présente les principales corrélations utilisées dans la littérature pour le calcul de la température de la voûte céleste. Notre choix s'est porté, dans le cadre de ce travail sur la relation de Swinbank [52] (équation III.13) qui ne nécessite pas la connaissance des conditions climatiques du site (pression atmosphérique, température de rosée de l'air ambiant...) en dehors de la température de l'air ambiant extérieur T_e .

III.1.3.2 Détermination du coefficient de transfert convectif entre la surface du capteur solaire et l'air ambiant extérieur

Les corrélations empiriques donnant les transferts convectifs entre une surface et l'air ambiant extérieur dépendent le plus souvent de la vitesse du vent. Dans ce sens, Sartori [53] présente en 2006, une synthèse des principales relations permettant de déterminer ce coefficient de transfert convectif.

La plupart de ces coefficients sont de la forme:

$$h_{\text{vent}} = a + b \cdot V_{\text{vent}}^n \quad (\text{III. 17})$$

Ils diffèrent suivant les valeurs des paramètres a , b et n . Ainsi, MacAdams [54] propose la relation suivante, qui est la plus couramment utilisée pour l'étude des capteurs solaires plans.

$$h_{\text{vent}} = 5.7 + 3.8 \cdot V_{\text{vent}} \quad (\text{III. 18})$$

Cependant, en supposant que dans l'équation (III.17) les effets du rayonnement sont pris en compte, Watmuff présentent en 1977, la corrélation :

$$h_{\text{vent}} = 2.8 + 3 \cdot V_{\text{vent}} \quad (\text{III. 19})$$

Plus tard, en 1980, Lunde donne la relation:

$$h_{\text{cvent}} = 4.5 + 2.9 \cdot V_{\text{vent}} \quad (\text{III. 20})$$

D'autres corrélations dépendent d'un nombre de Nusselt ou d'une longueur caractéristique de la surface mais nécessitent la connaissance du régime d'écoulement du vent (laminaire, mixte ou turbulent).

Notre choix s'est porté sur l'équation de MacAdams [54] (équation III.18).

III.1.3.3 Transferts thermiques par convection dans le tube du capteur solaire

La détermination du coefficient de transfert thermique en convection forcée entre l'eau et les parois des tubes se fait en fonction de corrélations empiriques donnant le nombre de Nusselt Nu_W . Ce coefficient est de la forme:

$$h_{convw} = \frac{Nu_W \cdot K_W}{D_{hw}} \quad (\text{III. 21})$$

Avec K_W la conductivité de l'eau et D_{hw} le diamètre hydraulique du tube de circulation d'eau. De même que dans le cas des transferts convectifs dans la lame d'air, diverses corrélations de Nusselt moyen existent. Cependant, notre choix s'est porté sur les nombres de Nusselt qui ont été employés par Chow [29] pour la modélisation d'un capteur solaire à eau de configuration similaire à celle des capteurs solaires à eau intégrés aux composants bi-fluides étudiés.

En convection forcée, pour un écoulement turbulent dans un tube (soit pour un nombre de Reynolds de l'eau tel que $Re_W > 2300$) le nombre de Nusselt moyen est obtenu à partir de l'équation:

$$Nu_W = 0.023 \cdot (Re_W)^{0.8} \cdot (Pr_W)^{0.4} \quad (\text{III. 22})$$

Pour un écoulement laminaire dans le tube de circulation d'eau ($Re_W < 2300$), le nombre de Nusselt moyen est donné par l'expression:

$$Nu_W = 4.36 \quad (\text{III. 23})$$

III.1.4 Bilan thermique du capteur solaire PV/ T

Pour établir le bilan thermique du capteur solaire PV/T en régime dynamique nous avons adopté les hypothèses suivantes :

La modélisation est réalisée par analogie électrique en régime dynamique considérant en un certain nombre d'hypothèses :

- Dans le bilan thermique on suppose que la température des composants du capteur solaire PV/T est uniforme du fait que le gradient de la température est négligeable par rapport à l'espace.
- La lame d'air étant de très faible épaisseur. les transferts par conduction et par rayonnement sont prédominants par rapport à la convection. Les transferts thermiques par convection sont par conséquent négligés.

- Les ombres portées dues à la projection de la plage plane sur l'absorbeur de cuivre dans la nervure sont négligées.
- L'angle d'inclinaison du capteur solaire est pris en compte dans le calcul du rayonnement direct.
- On pose un seul nœud pour le bilan thermique de la tôle métallique qui a une épaisseur très faible ce qui permet de négliger le gradient de température.
- Le maillage de tube est affiné afin d'identifier plus précisément le gradient thermique au niveau de l'absorbeur dans la direction (o, z).

Le tableau III.2 indique la localisation des différents nœuds de température choisis pour la discrétisation des équations établies.

Nœuds de température	Localisation
T_{pv}	Les modules PV et l'absorbeur en acier
T_{ve}	Le vitrage (face extérieure)
T_{vi}	Le vitrage (face intérieure)
T_a	L'absorbeur soudé au tube
T_t	La paroi intérieure du tube
T_f	L'eau en sortie du tube
T_i	L'isolant dans la nervure
T_m	La paroi latérale et la moitié de la base de la nervure
T_{siar}	La surface de l'isolant sous la lame d'air

Tableau III.2: Localisation des nœuds de température choisis pour la discrétisation du capteur solaire

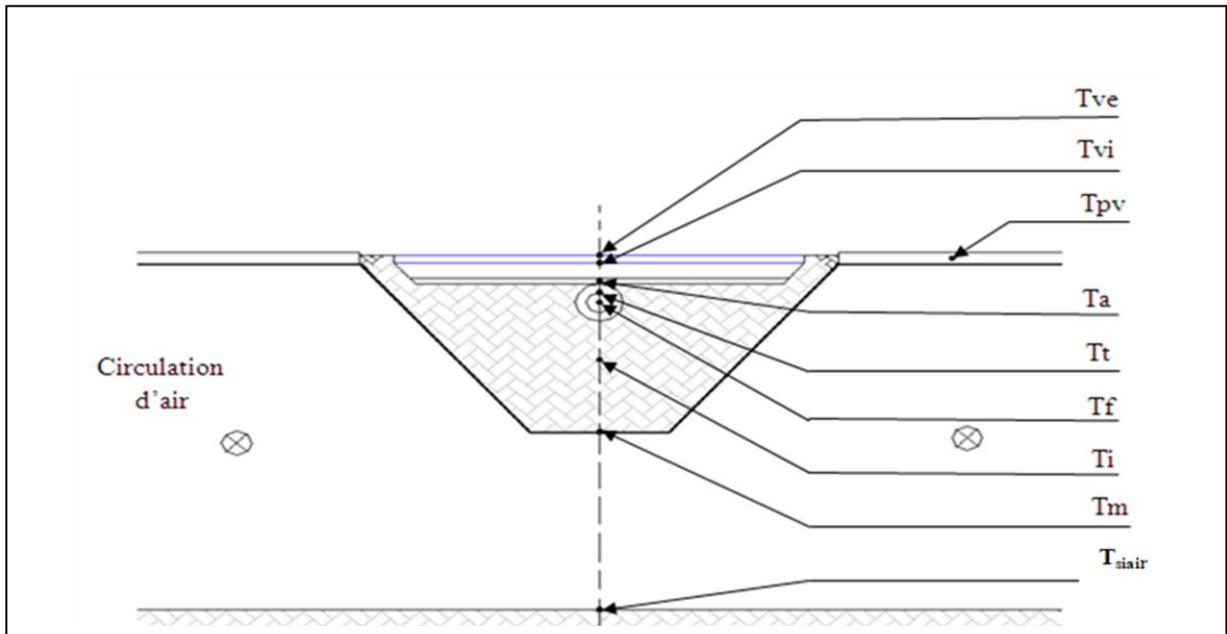


Figure III.8: Position des nœuds dans le capteur solaire

➤ Bilan thermique de la vitre (face extérieure)

$$M_v C_{pv} \frac{dT_{ve}}{dt} = A_v [Ga_{ve} + h_{r,v-c}(T_c - T_{ve}) + h_{vent}(T_{am} - T_{ve}) + h_{d,v}(T_{vi} - T_{ve})] \quad (III. 24)$$

➤ Bilan thermique de la vitre (face intérieure)

$$M_v C_{pv} \frac{dT_{vi}}{dt} = A_v [Ga_{vi} + (h_{c,v-a} + h_{r,v-a})(T_a - T_{vi}) + h_{d,v}(T_{ve} - T_{vi})] \quad (III. 25)$$

➤ Bilan thermique de l'absorbeur

$$M_a C_{pa} \frac{dT_a}{dt} = (Ga_a A_a) - [A_a (h_{c,v-a} + h_{r,v-a})(T_a - T_{vi}) - h_{d,a-i}(T_a - T_i) - h_{d,a-t}(T_a - T_t)] \quad (III. 26)$$

➤ Bilan thermique du tube

$$M_t C_{pt} \frac{dT_t}{dt} = h_{d,a-t}(T_a - T_t) + h_{c,f-t}(T_f - T_t) + h_{d,t-i}(T_i - T_t) \quad (III. 27)$$

➤ Bilan thermique du fluide caloporteur

$$M_f C_{pf} \frac{dT_f}{dt} = h_{c,f-t}(T_t - T_f) - \dot{m} C_{pf}(T_f - T_{fe}) \quad (III. 28)$$

➤ Bilan thermique de l'isolant

$$M_i C_{pi} \frac{dT_i}{dt} = h_{d,a-i}(T_a - T_i) + h_{d,t-i}(T_t - T_i) + h_{d,m-i}(T_m - T_i) \quad (III. 29)$$

➤ Bilan thermique de la tôle métallique

$$M_m C_{pm} \frac{dT_m}{dt} = [h_{d,m-i}(T_i - T_m) + h_{d,pv-m}(T_{pv} - T_m) + (h_{r,m-siair} - h_{c,m-siair})(T_m - T_{siair})] \quad (III. 30)$$

➤ **Bilan thermique de l'isolant sous la lame d'air**

$$M_{isl}C_{Pisl} \frac{dT_{isair}}{dt} = (h_{c,m-sair} - h_{r,m-isl})(T_m - T_{isl}) - h_{d,sair-sol}(T_{sair} - T_{sol}) \quad (III. 31)$$

➤ **Bilan thermique du module PV**

$$M_{pv}C_{Ppv} \frac{dT_{pv}}{dt} = A_{pv}[q_{pv} + h_{vent}(T_{am} - T_{pv}) + h_{r,pv-c}(T_c - T_{pv}) + h_{d,pv-m}(T_m - T_{pv})] \quad (III. 32)$$

III.1.4.1 Les coefficients de transfert de chaleur

A. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par conduction

➤ **Entre les faces intérieure et extérieure de la vitre**

$$h_{d,v} = \frac{\lambda_v}{\delta_v} \quad (III. 33)$$

λ_v et δ_v respectivement le coefficient de conductivité thermique et l'épaisseur de la vitre.

➤ **Entre l'absorbeur et le tube**

$$h_{d,a-t} = \frac{2 \cdot \lambda_a}{x} A_{at} \quad (III. 34)$$

Avec : $x = (larga - d_e)/4$

λ_a , le coefficient de conductivité thermique de l'absorbeur et A_{at} la surface entre l'absorbeur et le tube.

$larga$, la largeur de l'absorbeur et d_e le diamètre extérieur du tube.

➤ **Entre l'absorbeur et l'isolant**

$$h_{d,a-is} = \frac{2 \cdot \lambda_{is}}{\delta_{is}} A_{ais} \quad (III. 35)$$

λ_{is} et δ_{is} respectivement le coefficient de conductivité thermique et l'épaisseur de l'isolant

A_{ais} , la surface entre l'isolant et l'absorbeur.

➤ **Entre le tube et l'isolant**

$$h_{d,t-i} = \frac{2 \cdot \lambda_{is}}{\delta_{is}} A_{tis} \quad (III. 36)$$

A_{tis} , la surface entre l'isolant et le tube.

➤ **Entre l'isolant et la tôle métallique**

$$h_{d,m-is} = \frac{(2 \cdot h_{vent} \cdot \lambda_{is})}{(\delta_{is} \cdot h_{vent}) + (2 \cdot \lambda_{is})} A_{mis} \quad (III. 37)$$

A_{mis} , la surface entre l'isolant et la tôle métallique.

➤ **Entre le panneau photovoltaïque et la tôle métallique**

$$h_{d,pv-m} = \frac{\lambda_{pv}}{\delta_{pv}} A_{pv} \quad (III. 38)$$

λ_{pv} et δ_{pv} respectivement le coefficient de conductivité thermique et l'épaisseur du panneau photovoltaïque.

A_{pv} , la surface du panneau photovoltaïque.

➤ **Entre la surface de l'isolant sous la lame d'air et le sol**

$$h_{d,isl-sol} = \frac{(2 \cdot h_{vent} \cdot \lambda_{is})}{(\delta_{isl} \cdot h_{vent}) + (2 \cdot \lambda_{is})} A_{isl} \quad (III. 39)$$

δ_{isl} et A_{isl} respectivement l'épaisseur et la surface de l'isolant sous la lame d'air.

B. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par convection

➤ **Entre la vitre et l'absorbeur**

$$h_{c,v-a} = \frac{Nu_{air} \lambda_{air}}{b} \quad (III. 40)$$

λ_{air} et Nu_{air} respectivement la conductivité thermique et le nombre de Nusselt de l'air.
 b , la distance entre l'absorbeur et la vitre.

➤ **Entre le tube et le fluide caloporteur**

$$h_{c,f-t} = \frac{Nu_f \lambda_f}{d_i} A_f \quad (\text{III. 41})$$

d_i , le diamètre intérieur du tube.

λ_f et Nu_f respectivement la conductivité thermique et le nombre de Nusselt du fluide caloporteur.

A_f , la surface du fluide caloporteur.

➤ **Entre la tôle métallique et l'isolant sous la lame d'air**

$$h_{c,m-isl} = \frac{Nu_{fi} \lambda_{fi}}{b_i} A_{isl} \quad (\text{III. 42})$$

λ_{fi} et Nu_{fi} respectivement la conductivité thermique et le nombre de Nusselt de la lame d'air.

A_{isl} , la surface de l'isolant sous la lame d'air.

b_i , la distance entre la tôle métallique et l'isolant sous la lame d'air.

C. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement

➤ **Entre la face extérieure de la vitre et le ciel**

$$h_{r,v-c} = \varepsilon_v \sigma (T_c^2 + T_{ve}^2) (T_c + T_{ve}) \quad (\text{III.43})$$

➤ **Entre la face intérieure de la vitre et l'absorbeur**

$$h_{r,v-a} = \sigma \frac{(T_{vi} + T_a) (T_{vi}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_a} - 1} \quad (\text{III. 44})$$

➤ **Entre la tôle métallique et l'isolant sous la lame d'air**

$$h_{r,m-isl} = \sigma \frac{(T_{isl} + T_m) (T_{isl}^2 + T_m^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{isl}} + \frac{1}{\varepsilon_m} - 1} \quad (\text{III. 45})$$

➤ **Entre le panneau photovoltaïque et le ciel**

$$h_{r,pv-c} = \varepsilon_v \sigma (T_c^2 + T_{pv}^2) (T_c + T_{pv}) \quad (\text{III. 46})$$

D. Calcul des puissances absorbées par les matériaux

En supposant que la surface d'absorbeur est opaque :

$$\alpha_v + \rho_v = 1 \quad (\text{III.47})$$

$$G_{\text{globale}} = \tau_{\text{direct}} G_{\text{direct}} + \tau_{\text{diffus}} G_{\text{diffus}} \quad (\text{III.48})$$

➤ **Par la face extérieure de la vitre**

$$G_{a_{ve}} = G_{\text{globale}} \alpha_v \quad (\text{III.49})$$

➤ **Par la face intérieure de la vitre**

$$G_{a_{vi}} = \frac{G_{\text{globale}} (1 - \alpha_v)}{[1 - \rho_v (1 - \alpha_v)]} \quad (\text{III.50})$$

➤ **Par l'absorbeur**

$$G_{a_a} = \frac{G_{\text{globale}}}{[1 - \rho_v (1 - \alpha_a)]} \quad (\text{III.51})$$

➤ **Par le panneau photovoltaïque**

$$q_{pv} = G_{\text{globale}} \alpha_{pv} - E_{pv} \quad (\text{III.52})$$

$$E_{pv} = G_{\text{globale}} \tau_v \eta_{0pv} [1 - \varphi_c (T_{pv} - 25)] \quad (\text{III.53})$$

Avec :

$$\varphi_c = 0.0045^\circ\text{C} - 1 \quad \text{et} \quad \eta_{0pv} = 0.12$$

$$(\alpha\tau)_{pv} = \frac{\tau_v \tau_r \alpha_{pv}}{1 - (1 - \alpha_{pv})r} \quad (\text{III.54})$$

Le calcul de τ_r et r est développé en annexe A.2

III.2 Le distillateur solaire

Dans le cadre de notre travail, le distillateur solaire plan est utilisé (figure III.9).

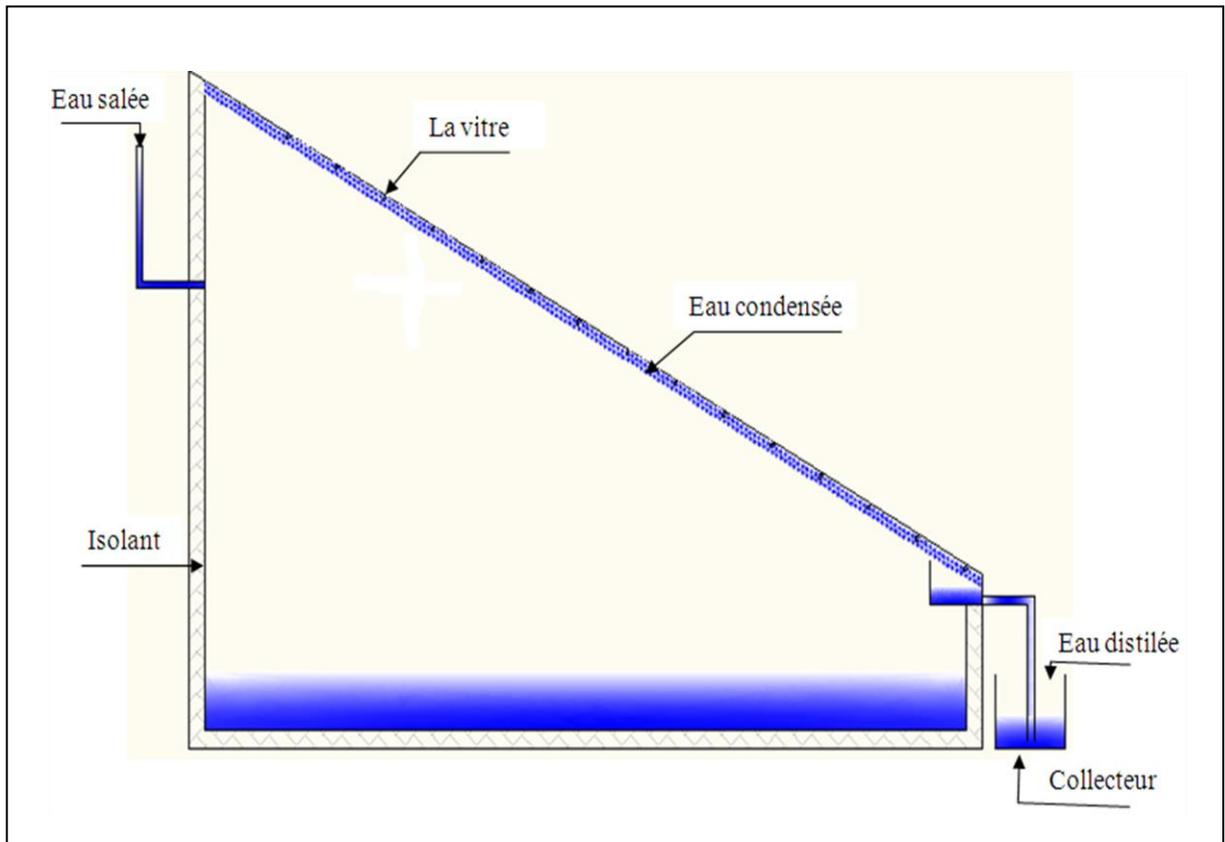


Figure III.9: Coupe sur D d'un distillateur solaire plan

III.2.1 Description et principe de fonctionnement

Les distillateurs solaires utilisent tous le même principe de fonctionnement; néanmoins, ils peuvent différer les uns des autres en conception et en matériau. Le fonctionnement d'un distillateur solaire repose sur l'effet de serre.

Les échanges de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur du distillateur sont schématisés sur la figure III.10.

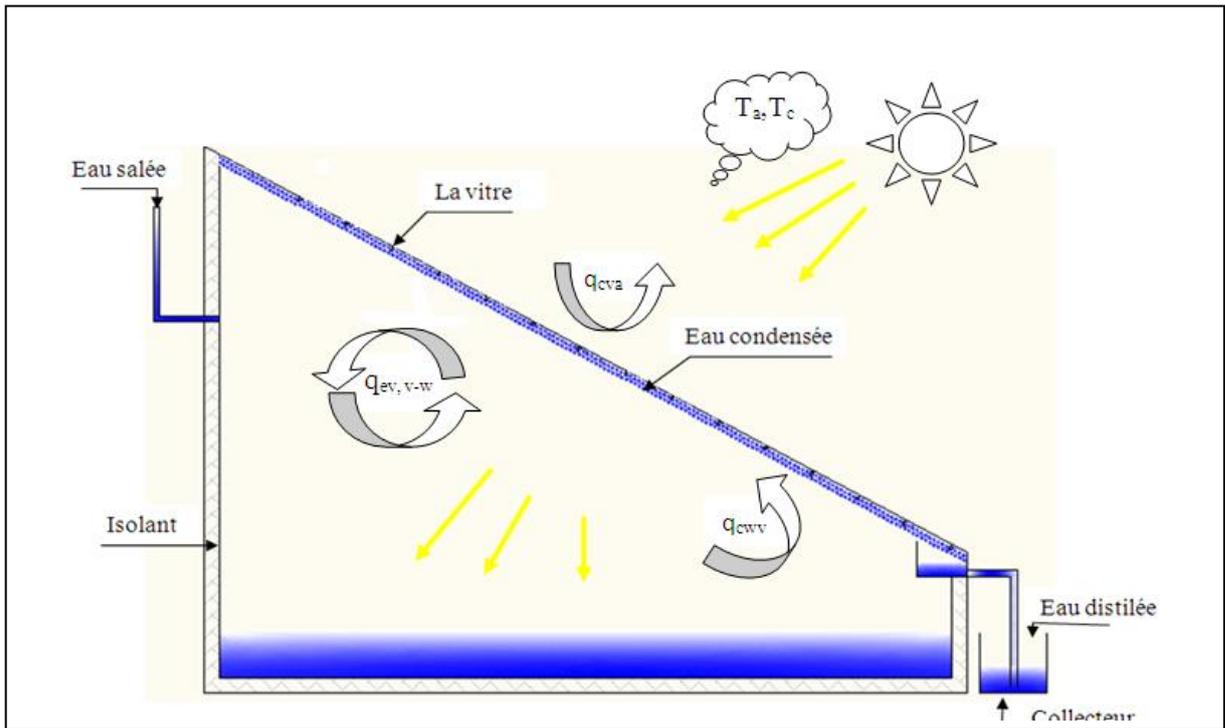


Figure III.10 : Principe de fonctionnement du distillateur solaire

III.2.2 Échanges de chaleur à l'intérieur du distillateur

III.2.2.1 Échange de chaleur de l'eau entre l'absorbeur et la surface de condensation

L'eau reçoit de l'absorbeur un flux solaire ou de chaleur par convection naturelle et par conduction. L'eau cède un flux de chaleur par rayonnement et par convection naturelle aux surfaces de condensation. L'eau perd certain un flux de chaleur par évaporation.

III.2.2.2 Échange de chaleur entre la vitre et la surface d'eau

Les flux solaires incidents cédés par la nappe d'eau ne sont pas reçus intégralement par la surface de condensation. A cet égard et au cours du transfert, une partie est absorbée par l'atmosphère interne et les parois latérales. Les vitres reçoivent les flux incidents par convection naturelle, par rayonnement et par condensation de la vapeur d'eau.

III.2.3 Échanges de chaleur à l'extérieur du distillateur

III.2.3.1 Échange de chaleur entre la vitre et l'ambiance

Le milieu extérieur cède un flux de chaleur par rayonnement solaire à la vitre, dont une partie est réfléchi. La vitre cède au milieu extérieur un flux de chaleur par rayonnement et par convection naturelle.

III.2.4 Bilan thermique du distillateur solaire plan

Les bilans thermiques du distillateur ont été établis en adoptant les hypothèses suivantes :

- Le soleil est assimilé à un corps noir
- La couverture est propre
- La température de chaque composant est uniforme
- La chaleur perdue par addition de l'eau d'appoint et celle emportée par le distillat sont supposées négligeables
- Les parois latérales sont supposées adiabatiques
- La condensation se fait uniquement sur la couverture (il n'y a pas de condensation sur les parois latérales)
- La concentration de la saumure n'intervient pas dans les transferts de chaleur et de masse
- La condensation de l'eau sur la couverture est homogène et continue (le verre possède une bonne mouillabilité)
- Le bassin est étanche

La localisation des nœuds de température choisis pour la discrétisation des équations est présentée dans le tableau III.6.

Nœuds de température	Localisation
T_v	Le vitrage
T_w	L'eau dans le bassin du distillateur
T_a	L'absorbeur
T_{isi}	L'isolant (face intérieure)
T_{ise}	L'isolant (face extérieure)

Tableau III.3: Localisation des nœuds de température choisis pour la discrétisation du distillateur solaire

➤ **Au niveau de la couverture**

$$M_v C_{p_v} \frac{dT_v}{dt} = G_{a_v} + (h_{r,w-v} + h_{c,w-v} + h_{ev,w-v})(T_w - T_v) - h_{vent}(T_v - T_{am}) - h_{r,v-a}(T_v - T_c) \quad (III. 55)$$

➤ **Au niveau de la saumure**

$$M_w C_{p_w} \frac{dT_w}{dt} = G_{a_w} - (h_{r,w-v} + h_{c,w-v} + h_{ev,w-v})(T_w - T_v) + h_{c,a-w}(T_a - T_w) \quad (III. 56)$$

➤ **Au niveau du bac absorbant**

$$M_a C_{p_a} \frac{dT_a}{dt} = G_{a_a} - h_{c,a-w}(T_a - T_w) - h_{perta}(T_a - T_{isi}) \quad (III. 57)$$

➤ **Au niveau de l'isolant (face intérieure)**

$$\frac{M_{is} C_{p_{is}}}{2} \frac{dT_{isi}}{dt} = h_{perta}(T_a - T_{isi}) - h_{pertis}(T_{isi} - T_{ise}) \quad (III. 58)$$

➤ **Au niveau de l'isolant (face extérieure)**

$$\frac{M_{is} C_{p_{is}}}{2} \frac{dT_{ise}}{dt} = h_{pertis}(T_{isi} - T_{ise}) - h_{r,is-sol}(T_{isi} - T_{ise}) + h_{vent}(T_{ise} - T_{am}) \quad (III. 59)$$

III.2.4.1 Les coefficients de transfert de chaleur

A. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par convection

☞ **Entre le milieu ambiant et la surface extérieure de la vitre**

$$h_{vent} = 5.7 + 3.8. V_{vent} \quad (III. 60)$$

☞ **Entre la vitre intérieure et la masse d'eau**

$$h_{c,wv} = 0.884 \left[(T_w - T_v) + \frac{P_w - P_v}{268900 - P_w} (T_w + 273.15) \right] \quad (III. 61)$$

$$P_v = \text{EXP} \left[25.317 - \left(\frac{5144}{T_v + 273.15} \right) \right] \quad (III. 62)$$

$$P_w = \text{EXP} \left[25.317 - \left(\frac{5144}{T_w + 273.15} \right) \right] \quad (III. 63)$$

☞ **Entre l'absorbeur et la masse d'eau**

$$h_{c,a-w} = \left(\frac{0.27\lambda_w}{L_w} \right) (Gr_w Pr_w)^{0.25} \quad (III. 64)$$

λ_w : Conductivité thermique du mélange air-vapeur

Nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{g\beta_w(T_a - T_w)L_{carac,a}^3}{\nu_{me}^2} \quad (III. 65)$$

β_w : Coefficient d'expansion volumétrique de l'eau

$L_{carac,a}$: Longueur du bac absorbant

ν_{me} : Viscosité cinématique du mélange air-vapeur

Nombre de Prandtl :

$$Pr_w = \frac{\mu_w C_{p_w}}{\lambda_w} \quad (III. 66)$$

B. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement

☞ **Puissance solaire de la surface absorbée par la masse d'eau**

$$G_{a_v} = G_{globale} \alpha_v A_v \quad (III. 67)$$

☞ **Puissance solaire de la surface absorbée par la masse d'eau**

$$G_{a_w} = G_{globale} \alpha_w A_w \quad (III. 68)$$

☞ **Puissance solaire absorbée par l'absorbeur**

$$Ga_a = G_{\text{globale}} \alpha_a A_a \quad (\text{III. 69})$$

☞ **Entre la vitre et la masse d'eau**

$$h_{r,w-v} = A_w \cdot \sigma \frac{(T_w + T_v)(T_w^2 + T_v^2)}{\frac{1}{\epsilon_w} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad (\text{III. 70})$$

☞ **Entre l'isolant et le sol**

$$h_{r,is-s} = A_w \cdot \epsilon_{is} \sigma \frac{(T_{ise}^4 + T_c^4)}{(T_{ise} + T_c)} \quad (\text{III. 71})$$

☞ **Entre le milieu ambiant et la surface extérieure de la vitre**

$$h_{r,v-a} = A_v \epsilon_v \sigma (T_v + T_c)(T_v^2 + T_c^2) \quad (\text{III. 72})$$

T_c : est la température du ciel.

C. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par évaporation

☞ **Entre la vitre et la masse d'eau [55]**

$$h_{ev,w-v} = 16.276 \cdot 10^{-3} \cdot h_{c,w-v} \left[\frac{(P_w - P_v)}{(T_w - T_v)} \right] \cdot A_w \quad (\text{III. 73})$$

D. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par conduction

☞ **Entre l'absorbeur et l'isolant (face intérieure)**

$$h_{\text{perta}} = \frac{2\lambda_{is}}{\delta_{is}} \quad (\text{III. 74})$$

☞ **Entre l'isolant intérieur et l'isolant extérieur**

$$h_{\text{pertis}} = \frac{\lambda_{is}}{\delta_{is}} \quad (\text{III. 75})$$



Chapitre IV:

Etude numérique

Pour le régime transitoire, la plus rigoureuse est une simulation "pas à pas" qui rend compte de l'évolution des températures de tous les éléments du capteur solaire hybride et du distillateur dans le temps.

IV.1 Résolution numérique

Les méthodes de Runge-Kutta (ou RK), d'ordre 2 ou 4, sont très couramment utilisées pour la résolution des équations différentielles ordinaires. Ce sont des méthodes à pas unique, directement dérivées de la méthode d'Euler. Elles ont l'avantage d'être simples à programmer et d'être assez stables pour les fonctions courantes de la physique. Le procédé peut être résumé comme suit :

On part de la formule d'Euler, qui donne :

$$y_{n+1} = y_n + h * f(x_n, y_n) \quad (\text{IV. 1})$$

et

$$x_{n+1} = x_n + h \quad (\text{IV. 2})$$

La méthode RK du deuxième ordre produit deux coefficients k_1 et k_2 , qui permettent d'écrire :

$$k_1 = h * f(x_n, y_n) \quad (\text{IV. 3})$$

$$k_2 = h * f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_1}{2}\right) \quad (\text{IV. 4})$$

$$y_{n+1} = y_n + k_2 + O(h^3) \quad (\text{IV. 5})$$

Cette méthode exige donc deux évaluations de f . L'erreur de consistance est en $O(h^3)$ et l'erreur globale de convergence est d'ordre $O(h^2)$.

Pour obtenir plus de précision, mais en doublant le temps de calcul puisqu'on procède à 4 évaluations de f , voici la méthode RK4:

$$k_1 = h * f(x_n, y_n) \quad (\text{IV. 6})$$

$$k_2 = h * f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_1}{2}\right) \quad (\text{IV. 7})$$

$$k_3 = h * f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_2}{2}\right) \quad (\text{IV. 8})$$

$$k_4 = h * f(x_n + h, y_n + k_3) \quad (\text{IV. 9})$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{k_1}{6} + \frac{k_2}{3} + \frac{k_3}{3} + \frac{k_4}{6} + O(h^5) \quad (\text{IV. 10})$$

Résolution peut être envisagée par la méthode de Rung Kutta d'ordre 4. Pour cela il faut mettre le système d'équations précédent sous la forme suivante :

☞ **Pour le capteur hybride PV/T**

$$F(T_{ve}) = \frac{dT_{ve}}{dt} = \frac{A_v}{M_v C_{pv}} [Ga_{ve} + h_{r,v-c}(T_c - T_{ve}) + h_{vent}(T_a - T_{ve}) + h_{d,v}(T_{vi} - T_{ve})] \quad (IV. 11)$$

$$F(T_{vi}) = \frac{dT_{vi}}{dt} = \frac{A_v}{M_v C_{pv}} [Ga_{vi} + (h_{c,v-a} + h_{r,v-a})(T_a - T_{vi}) + h_{d,v}(T_{ve} - T_{vi})] \quad (IV. 12)$$

$$F(T_a) = \frac{dT_a}{dt} = \frac{1}{M_a C_{pa}} [(Ga_a A_a) - A_a (h_{c,v-a} + h_{r,v-a})(T_a - T_{vi}) - h_{d,a-i}(T_a - T_i) - h_{d,a-t}(T_a - T_t)] \quad (IV. 13)$$

$$F(T_t) = \frac{dT_t}{dt} = \frac{1}{M_t C_{pt}} [h_{d,a-t}(T_a - T_t) + h_{c,f-t}(T_f - T_t) + h_{d,t-i}(T_i - T_t)] \quad (IV. 14)$$

$$F(T_f) = \frac{dT_f}{dt} = \frac{1}{M_f C_{pf}} [h_{c,f-t}(T_t - T_f) - \dot{m} C_{pf}(T_f - T_{fe})] \quad (IV. 15)$$

$$F(T_i) = \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{M_i C_{pi}} (h_{d,a-i}(T_a - T_i) + h_{d,t-i}(T_t - T_i) + h_{d,m-i}(T_m - T_i)) \quad (IV. 16)$$

$$F(T_m) = \frac{dT_m}{dt} = \frac{1}{M_m C_{pm}} [h_{d,m-i}(T_i - T_m) + h_{d,pv-m}(T_{pv} - T_m) + (h_{r,m-isl} - h_{c,m-isl})(T_m - T_{isl})] \quad (IV. 17)$$

$$F(T_{isl}) = \frac{dT_{isl}}{dt} = \frac{1}{M_{isl} C_{pisl}} [(h_{c,m-isl} - h_{r,m-isl})(T_m - T_{isl}) - h_{d,isl-sol}(T_{isl} - T_{sol})] \quad (IV. 18)$$

$$F(T_{pv}) = \frac{dT_{pv}}{dt} = \frac{A_{pv}}{M_{pv} C_{ppv}} [q_{pv} + h_{vent}(T_a - T_{pv}) + h_{r,pv-p}(T_c - T_{pv})] + \frac{A_{pv}}{M_{pv} C_{ppv}} [h_{d,pv-m}(T_m - T_{pv})] \quad (IV. 19)$$

☞ **Pour le distillateur solaire sans préchauffage**

$$F(T_v) = \frac{dT_v}{dt} = \frac{1}{M_v C_{pv}} [Ga_v + (h_{r,w-v} + h_{c,w-v} + h_{ev,w-v})(T_w - T_v) - h_{c,v-a}(T_v - T_{am}) - h_{r,v-a}(T_v - T_c)] \quad (IV. 20)$$

$$F(T_w) = \frac{dT_w}{dt} = \frac{1}{M_w C_{pw}} [Ga_w - (h_{r,w-v} + h_{c,w-v} + h_{ev,w-v})(T_w - T_v) + h_{c,a-w}(T_a - T_w)] \quad (IV. 21)$$

☞ **Pour le distillateur solaire avec préchauffage**

$$F(T_w) = \frac{dT_w}{dt} = \frac{1}{M_w C_{pw}} [Ga_w - (h_{r,w-v} + h_{c,w-v} + h_{ev,w-v})(T_w - T_v) + h_{c,a-w}(T_a - T_w) + m_{point} C_{pw}(T_{we} - T_w)] \quad (IV. 22)$$

$$F(T_a) = \frac{dT_a}{dt} = \frac{1}{M_a C_{p_a}} [G a_a - h_{c,a-w}(T_a - T_w) - h_{perta}(T_a - T_{isi})] \quad (IV.23)$$

$$F(T_{isi}) = \frac{dT_{isi}}{dt} = \frac{2}{M_{isi} C_{p_{isi}}} [h_{perta}(T_a - T_{isi}) - h_{pertis}(T_{isi} - T_{ise})] \quad (IV.24)$$

$$F(T_{ise}) = \frac{dT_{ise}}{dt} = \frac{2}{M_{ise} C_{p_{ise}}} [h_{pertis}(T_{isi} - T_{ise}) - h_{r,is-sol}(T_{isi} - T_{ise})] + \frac{2}{M_{ise} C_{p_{ise}}} [h_{vent}(T_{ise} - T_{am})] \quad (IV.25)$$

IV.2 Le programme

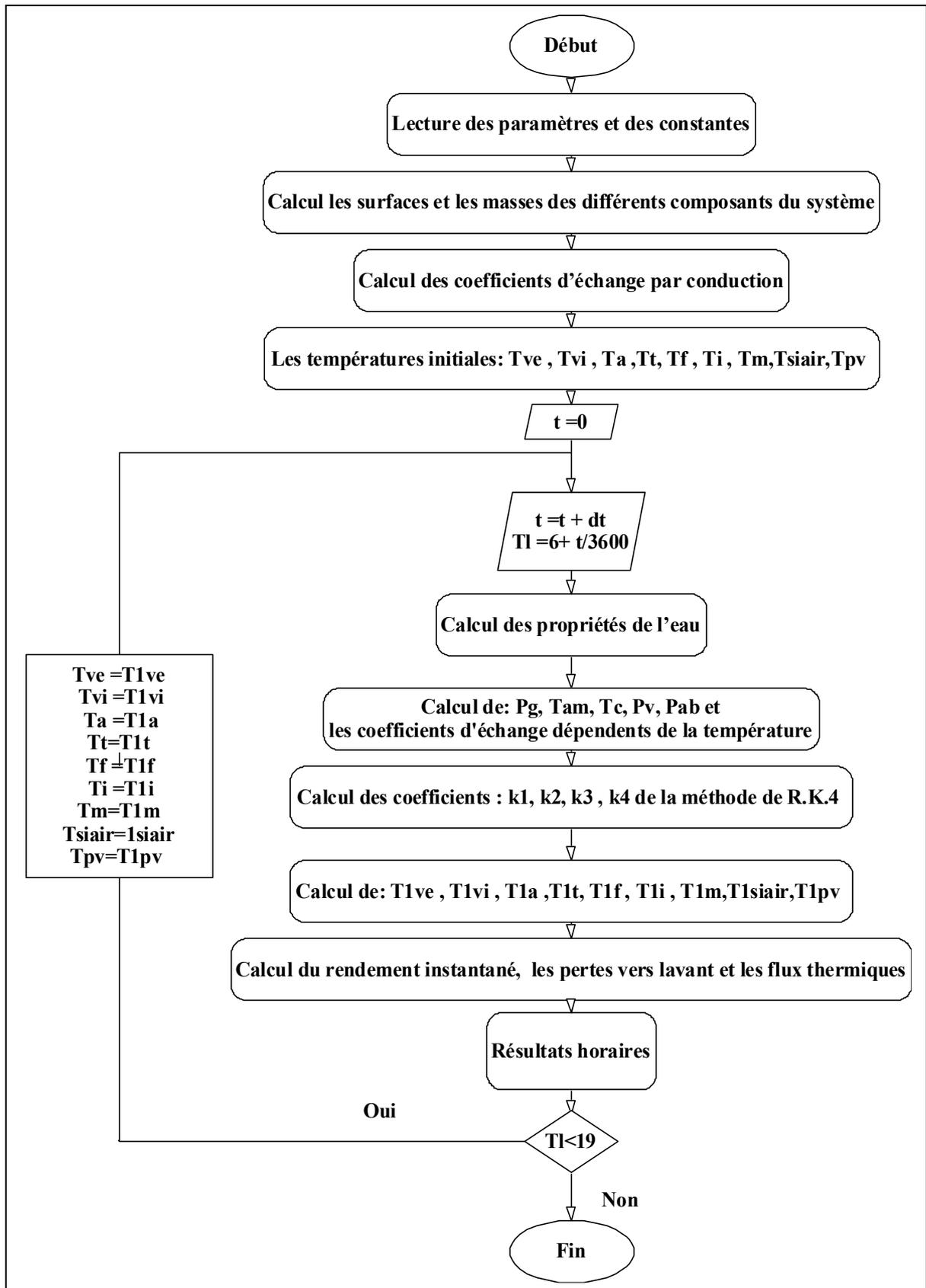
Le programme informatique élaboré est établi en FORTRAN (Compaq Visuel Fortran Version 9.0).

IV.2.1 Les étapes du programme

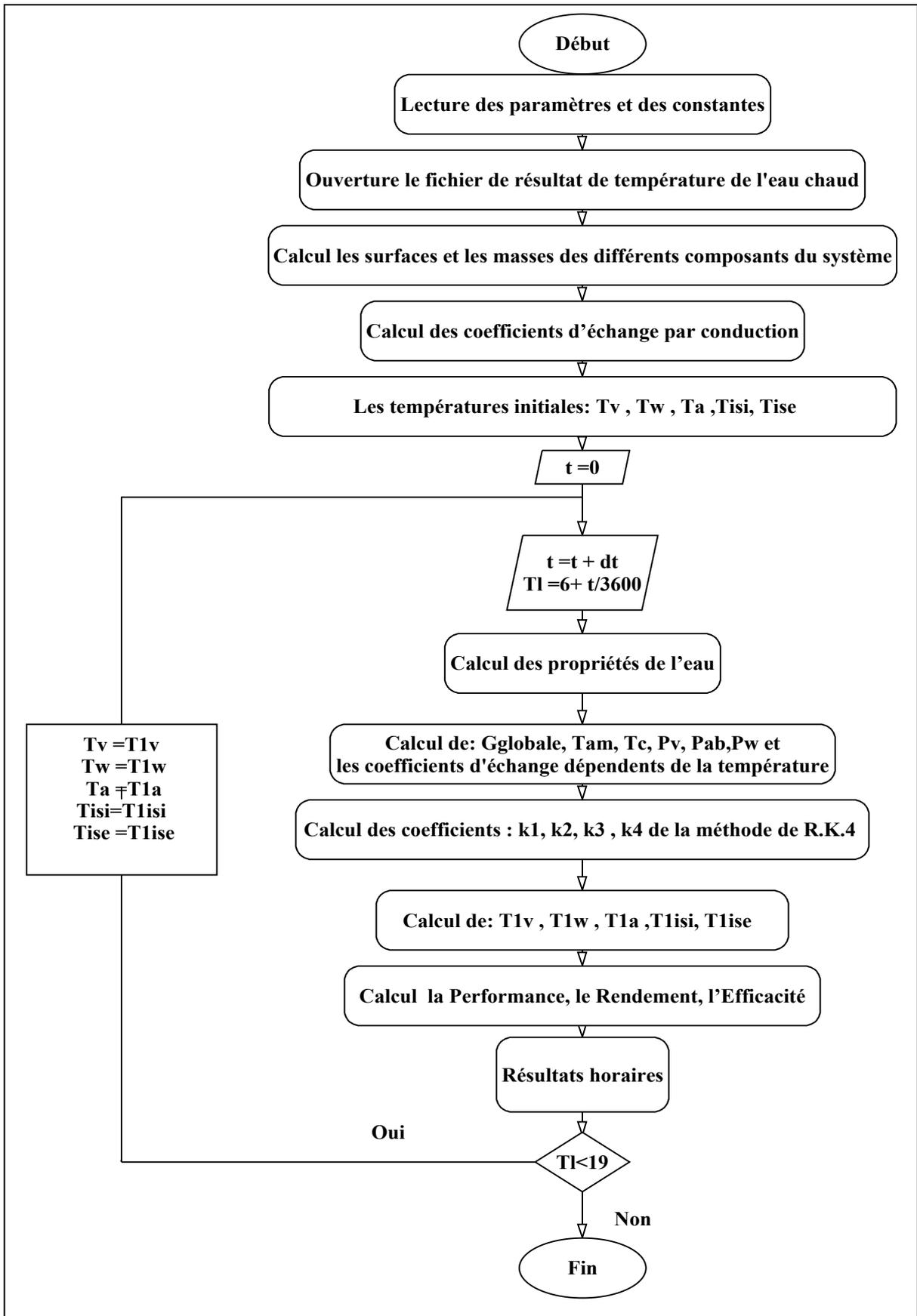
- Première étape : déclaration des variables
- Deuxième étape : entrée des données et calcul des constants (les surfaces, les volumes, les masses, les flux échangés par conduction)
- Troisième étape : utilisation de la méthode de Rung Kutta d'ordre 4 .On choisit un intervalle de temps pour effectuer les calculs.
- Quatrième étape : calcul de la température ambiante, de la température du ciel, de l'angle horaire, du flux solaire, des propriétés thermo physiques du fluide caloporteur, des coefficients thermiques échangés par convection et par rayonnement (faire cette étape pour chaque coefficient de la méthode de RK4).
- Cinquième étape : on pose les températures obtenues comme des températures initiales de deuxième temps.

IV.2.2 L'organigramme général pour le régime transitoire

IV.2.2.1 L'organigramme du capteur solaire PV/ T



L'organigramme du distillateur solaire simple





Chapitre V:
Résultats et interprétations

Résultats et discussions:

Introduction :

Dans le cadre de cette étude une attention particulière a été portée à la variation temporelle des températures des différentes parties du distillateur, du flux solaire, de la production avec et sans PCMs, ainsi que l'effet des paramètres internes et externes sur le fonctionnement du distillateur.

Les résultats obtenus sont présentés sous forme de graphes, en tenant compte les considérations suivantes:

- Les calculs sont effectués à Constantine dont les coordonnées géographiques sont: latitude $36^{\circ}.17$ Nord, longitude $6^{\circ}.36$ Est, et un décalage horaire, d'une heure.
- Les calculs sont effectués à partir d'un instant initial " t_0 " pour chaque composant du distillateur, à une température initiale et avec un pas de temps égal à une heure.
- Le 18 août a été choisi comme jour de calcul (jour représentatif du mois) dans les conditions normales.
- L'étude est effectuée sur un distillateur plan d'une surface de bac $A_a = 1m^2$ et d'une épaisseur $\delta_a = 4mm$, un vitrage d'air $\delta_v = 4mm$ et d'un isolant d'épaisseur $\delta_{is} = 5cm$. Le distillateur plan est incliné de 30° par rapport à l'horizontale et orienté vers le sud.
- Pour le système de préchauffage, nous utilisons un capteur solaire thermique raccordé par un tube avec une vitesse moyenne égale à $0.08 m. s^{-1}$.
- Les résultats ont été reproduits à l'aide d'un graphe grâce au logiciel origine.

La vitesse du vent est constante et égale à $3 m. s^{-1}$ pour les deux types de système sans et avec préchauffage.

Dans cette étude nous avons utilisé la relation de la température ambiante sous les conditions suivantes [56]: $6^h \leq TL \leq 18^h$ et $288.15 K \leq T_a \leq 318.15 K$

$$T_a = 273.15 - 19.64595 + 9.91394 TL - 0.40724 TL^2$$

TL , le temps légal.

V.2.1 Variation temporelle des flux thermiques en fonction de temps

La figure V.1 montre que la quantité des flux thermiques entre les éléments du capteur solaire (absorbeur, le tube, fluide caloporteur) a la même valeur sauf au niveau de l'absorbeur qui a perdu une petite énergie sous forme de rayonnement (théorie de la conservation des flux thermiques).

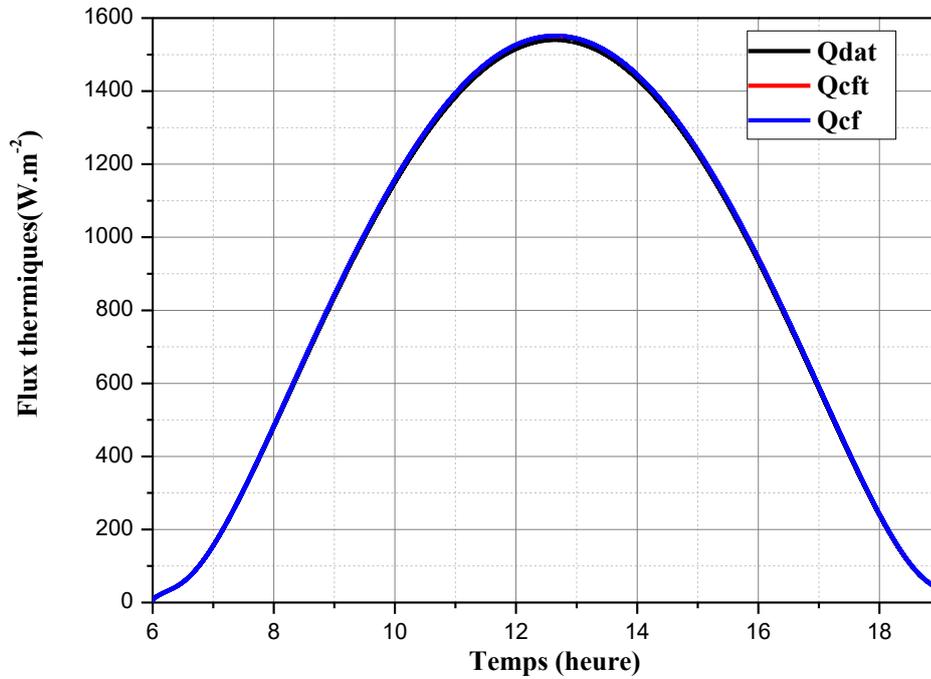


Figure V.1 : Variation temporelle des flux thermiques du capteur solaire

V.1.1 Variation temporelle des différentes parties du distillateur

La figure V.2 permet de constater que les températures les plus élevées sont celles de l'absorbeur ($T_b = 71.3^{\circ}\text{C}$) et du fluide caloporteur ($T_W = 67^{\circ}\text{C}$), résultant de la puissance absorbée par l'absorbeur qui est importante ($Ga_a = 540 \text{ W. m}^{-2}$) et dont la majeure partie est transmise à la saumure. L'isolant étant placé en dessous de l'absorbeur de conductivité thermique élevée il s'ensuit que la température de la face extérieure de ce dernier est relativement importante ($T_{isi} = 60^{\circ}\text{C}$). La température de la vitre est moins élevée ($T_v = 58^{\circ}\text{C}$) résultant de l'échange par convection avec l'ambiance. La température la plus basse est celle de l'isolant de la face arrière, de conductivité thermique très faible ($\lambda_{is} = 0.045$).

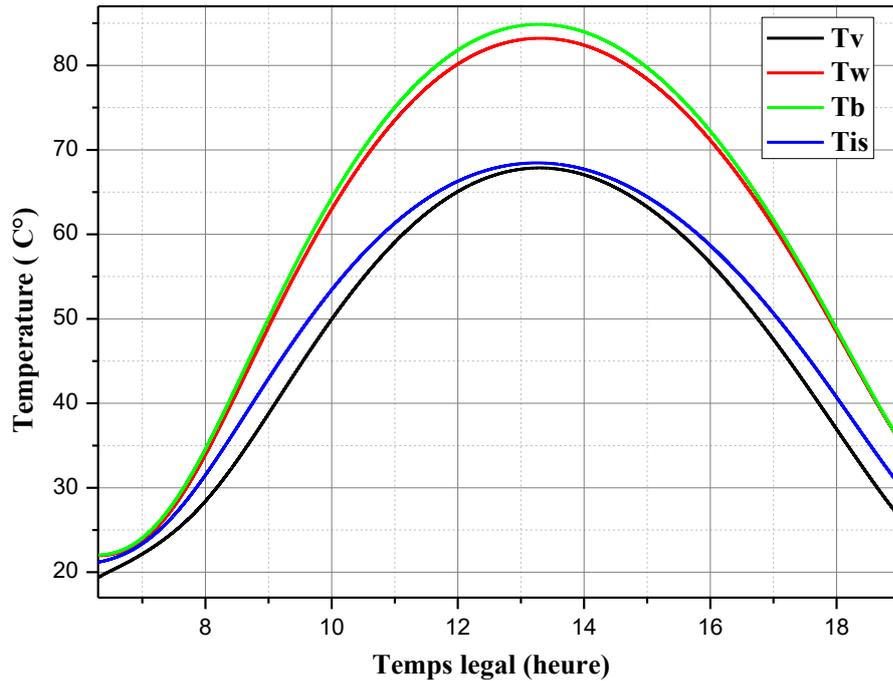


Figure V.2 : Evolution de la température dans chaque composant de distillateur

V.2.2 Variation temporelle des températures des différentes parties du capteur

L'observation de la figure V.3 permet de noter que la température T_a est la plus élevée et atteint approximativement 83°C , elle est suivie de très près par la température du tube T_t dont la valeur maximale est de l'ordre de 79.5°C . Le fait que ces deux températures soient proches s'explique par le coefficient d'échange par conduction entre l'absorbeur et le tube qui atteint une valeur maximale de $124 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Dans un ordre des avant se succéderont la température du fluide caloporteur T_f du fait descendant de la quantité d'énergie relativement importante qui lui est transmise de l'absorbeur par convection (coefficient d'échange par convection estimé à $121 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) ensuite la température de l'isolant, puis les températures de la vitre côtés extérieur T_{ve} et intérieur T_{vi} qui sont proches la du fait de la faible épaisseur de la vitre, puis la température de la tôle métallique T_m , celle du panneau photovoltaïque PV, T_{pv} présentant une valeur maximale de l'ordre de 44°C , et en dernier lieu la température du coffre T_{sair} qui échange de la chaleur avec l'extérieur (sol et ambiance).

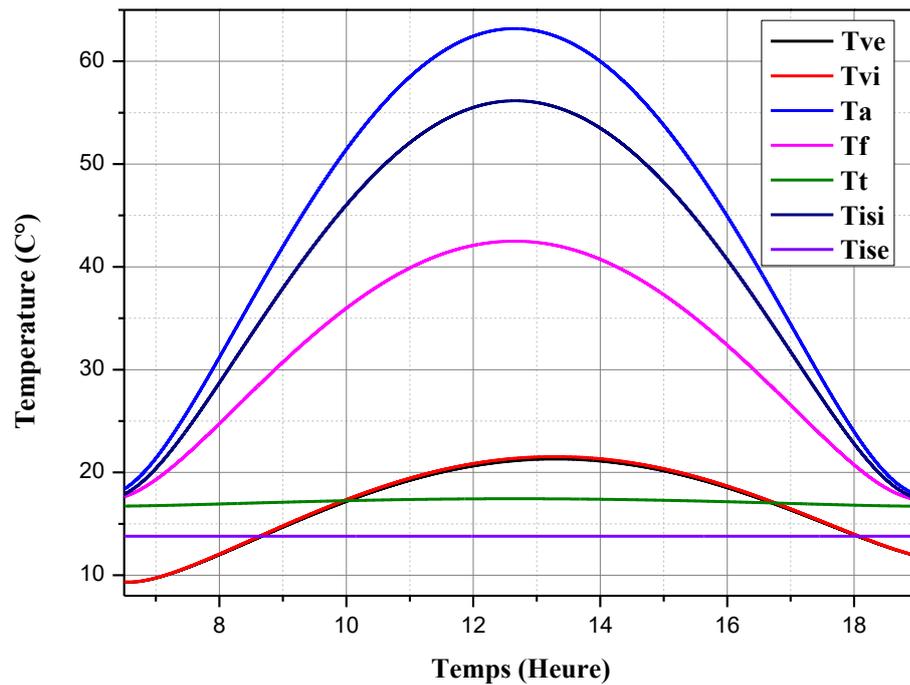


Figure V.3 : Evolution de la température dans chaque composant du capteur

V.1.2 Variation temporelle de la production

La production commence à 7 h00 et atteint son maximum $1.05 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ aux environs de 13^h (figure V.4).

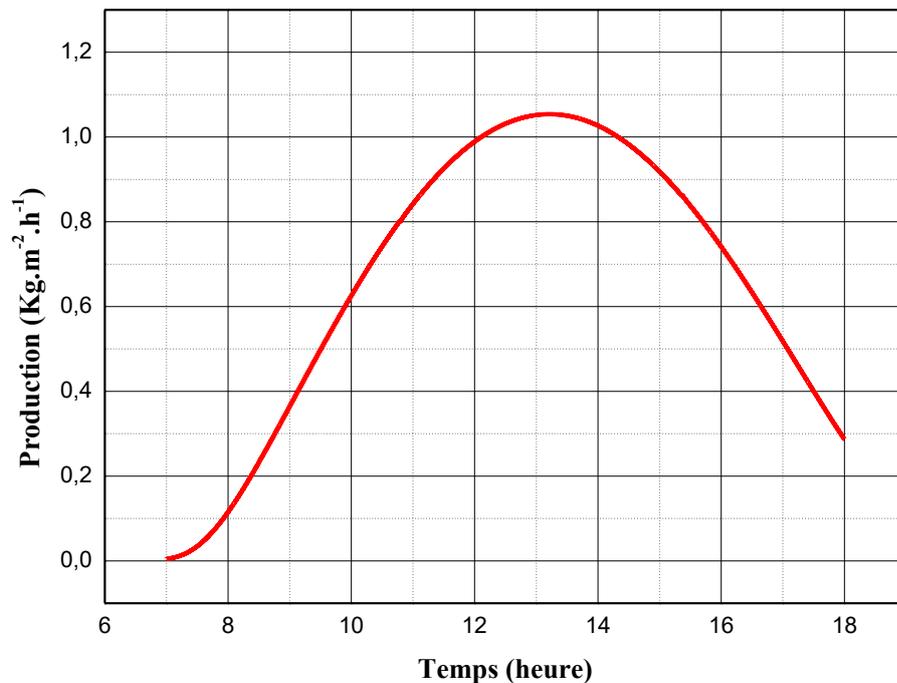


Figure V.4: Variation de la production t_i

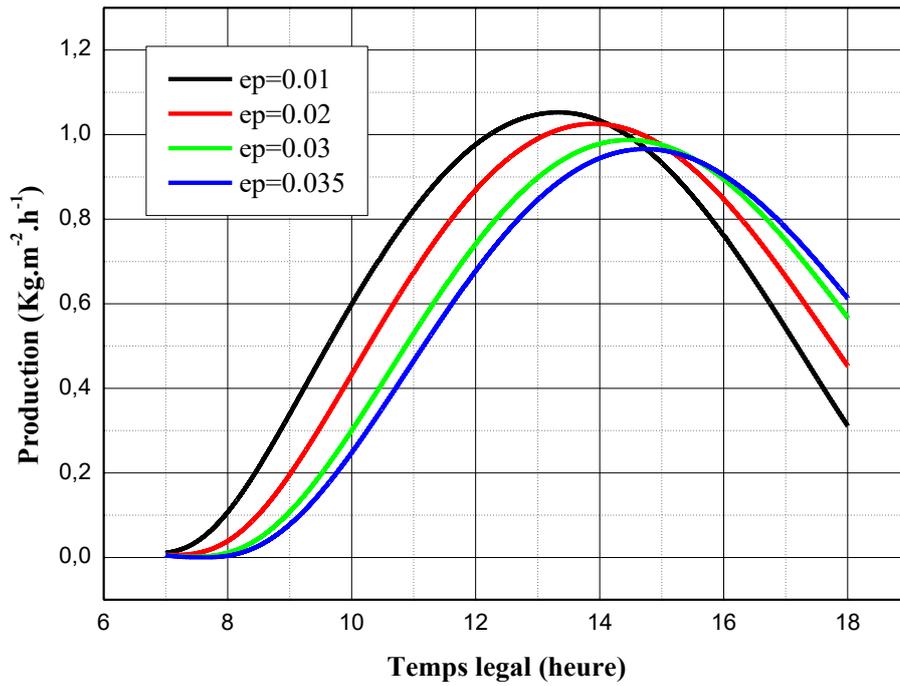
V.2.3 Variation temporelle de la production

V.2.3.1 Effet de l'épaisseur de la nappe d'eau (E_{pw})

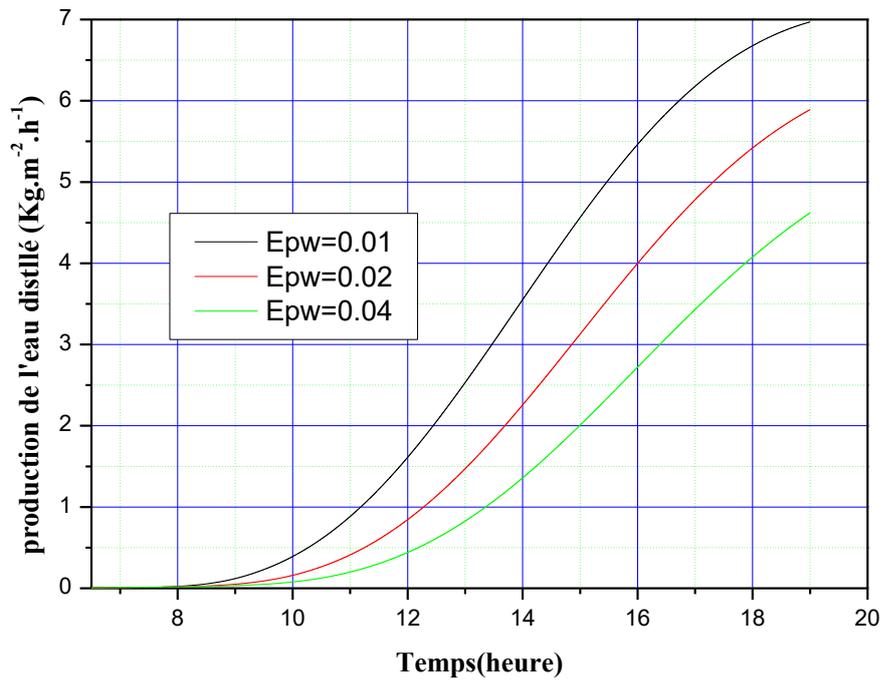
La courbe (figure V.5 : (a)-(b)) représente l'évolution de la productivité de l'eau distillée en fonction du temps légal (c'est-à-dire de 6h à 18h), pour différentes valeurs d'épaisseur du film d'eau. On remarque que la courbe (a) sans PCM, et dans ses premières valeurs de 7h à midi, augmente progressivement avec le temps, de 0 à 1 (kg/m².h), pour atteindre sa valeur maximale entre 12h00 et 14h20, qui dépassent 1,05 (kg/m².h). La baisse progressive de la production d'eau distillée commence l'après-midi de 14h20 à 18h00.

Nous remarquons que la courbe relative à la variation temporelle de la production d'eau distillée d'un distillateur avec PCM (b), à la même allure que celle obtenue pour le distillateur sans PCM (figure V.5 (a)) néanmoins les valeurs sont plus importantes et continues d'augmenter dans la période entre 13 :00 et 18 :00, avec une augmentation de **138 %**, à 13 :00, et pour une épaisseur de 0.01, c.-à-d. de **1,05 (kg/m².h)** pour le cas sans utilisation du PCM, à **2,5 (kg/m².h)** pour le système hybride (avec PCM).

Pour l'effet de l'épaisseur de la nappe d'eau sur la production de l'eau distillée, on remarque que pour les deux cas, sans et avec PCM, la production augmente avec la diminution de l'épaisseur, ce si peut être due à l'évaporation rapide d'eau quand l'épaisseur est petite.



(a)



(b)

Figure V.5 : Variation de la production pour différent épaisseur de la nappe d'eau: (a) : sans PCM, (b) : avec PCM

V.2.3.2 Effet de la vitesse du vent (V_{vent})

Les courbes de la figure V.6 illustrant la variation temporelle de la production du distillateur solaire pour différentes vitesses du vent montrent l'effet positif du vent sur la production du distillateur pour de faibles vitesses.

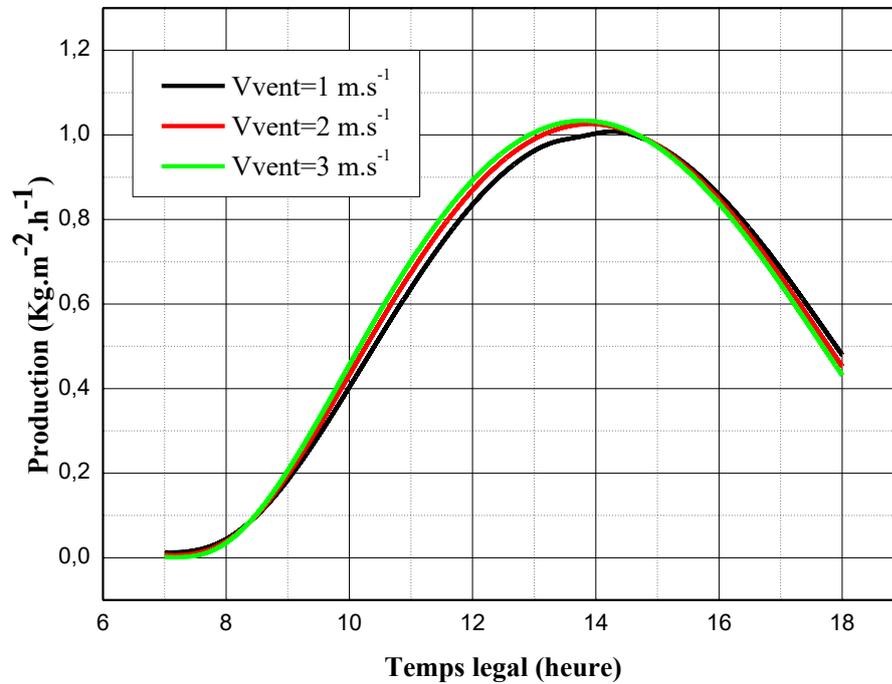


Figure V.6 : Variation de la production pour différent valeurs de la vitesse du vent

V.2.3.3 Effet de l'angle d'inclinaison (Beta)

Les courbes de la figure V.7 illustrant la variation temporelle de la production du distillateur solaire pour différentes valeurs d'angle d'inclinaison, montrent l'effet positif du l'inclinaison sur la production du distillateur pour de faibles vitesses.

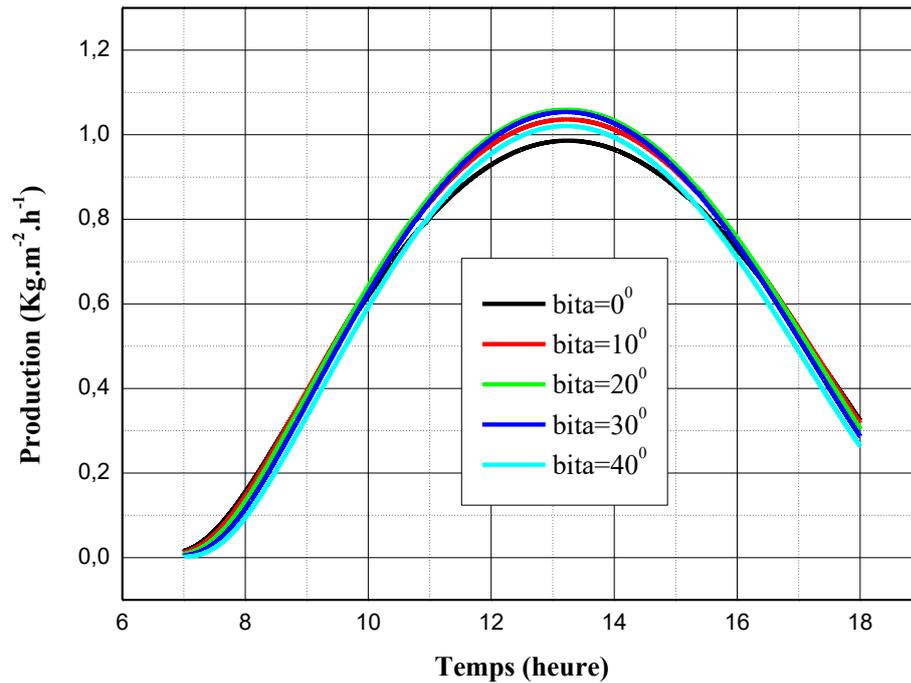


Figure V.7 : Variation de la production Bit

V.2.3.4 Effet combiné du PCM et de la différence de température entre la vitre et la couche d'eau sur la production

Il est aisé de remarquer sur la figure V.8 que quand la température entre l'eau et la vitre ($T_w - T_v$) croit, il s'ensuit une augmentation de la production résultant de l'accroissement du taux d'évaporation.

Pour l'effet de l'utilisation du PCM, en remarque une grande amélioration en terme des valeurs de la production de l'eau distillée avec une augmentation de **685%** à 14 :00, d-à-d d'une valeur de 1.05 ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{heure}$) sans PCM, à la valeur de 8.25 ($\text{Kg}/\text{m}^2 \cdot \text{heure}$), ce qui signifie l'effet positif de l'utilisation du PCM sur la production de l'eau distillée.

49 Figure V.8: Variation de la production

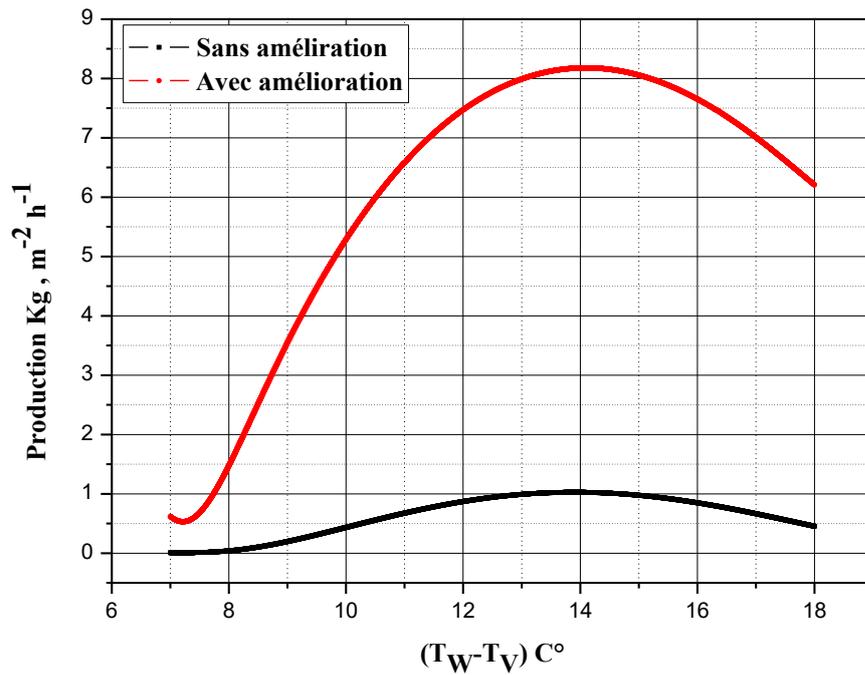


Figure V.8: Variation de la production

V.2.4 Variation temporelle des températures des différentes parties du capteur

En observant la figure V.9, nous pouvons remarquer que la température T_a est la plus élevée, atteignant environ 83°C , suivie de la température du tube T_t , qui a une valeur maximale d'environ $79,5^\circ\text{C}$. La proximité des deux températures s'explique par le coefficient d'échange par conduction entre l'absorbeur et le tube, qui atteint une valeur maximale de $124 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$.

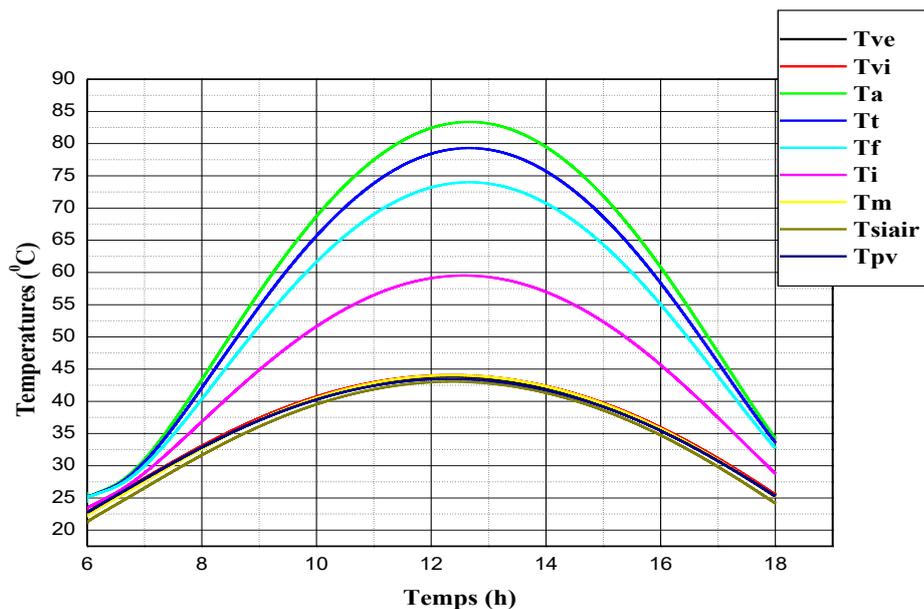


Figure V.9 : Variation temporelle de la température des différentes parties du capteur solaire

Dans l'ordre des passionnés, la température du fluide caloporteur T_f (le coefficient d'échange convectif est estimé à 121 W.m) est suivie de la température de la couche isolante, puis de la température de l'extérieur de la fenêtre T_{ve} et de la température de l'intérieur T_{vi} , qui sont proches en raison de la faible épaisseur de la fenêtre, en raison de la quantité relativement importante d'énergie qui lui est transférée par convection depuis l'absorbeur. Il y a ensuite la température de la plaque métallique T_m , la température du panneau photovoltaïque PV T_{pv} , qui a une valeur maximale d'environ 44°C , et enfin la température du caisson qui échange de la chaleur avec l'extérieur (sol et atmosphère), T_{siar} .

V.2.5 Variation temporelle de la température des différentes parties du distillateur

L'allure des courbes de la figure V.10, représentant la variation temporelle de la température des différents composants est similaire à celle obtenue dans le cas du distillateur sans PCM. Néanmoins il faut noter que les températures dans ce cas sont plus élevées.

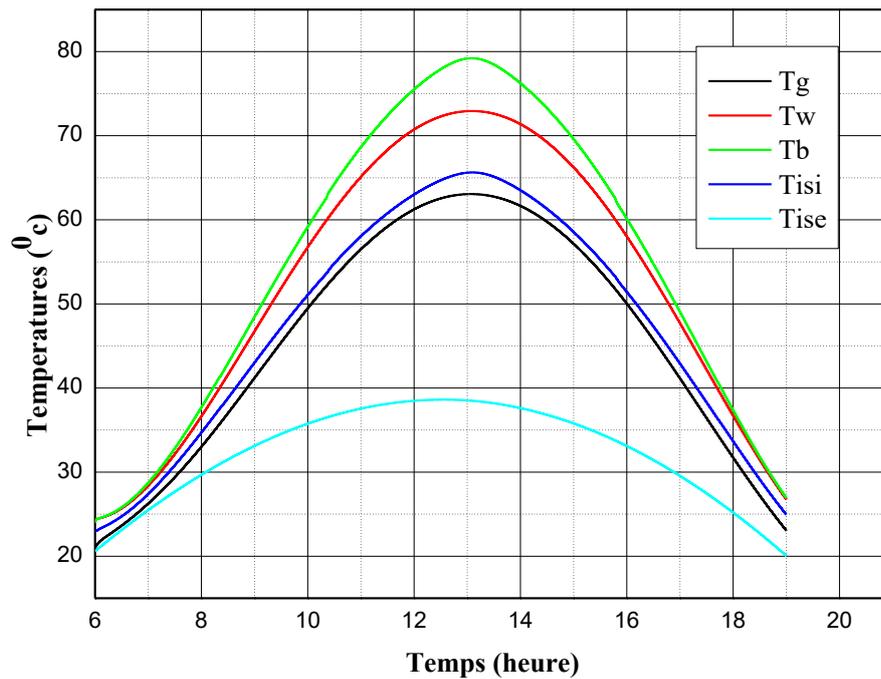
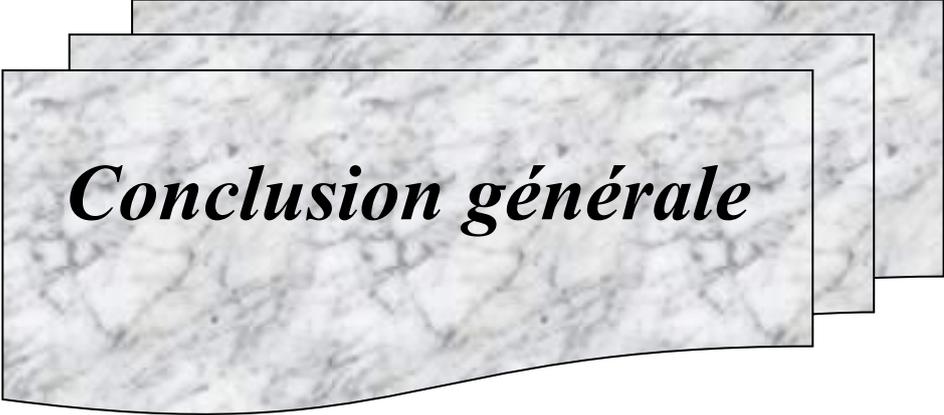


Figure V.10 : Variation temporelle de différentes parties de distillateur avec PCM



Conclusion générale

Conclusion générale

Le souci de se procurer de nouvelles ressources hydriques et d'économiser de l'énergie suscitent un intérêt de plus en plus grand pour l'utilisation de l'énergie solaire pour le dessalement de l'eau de mer et ou de l'eau saumâtre.

Le travail présenté dans ce mémoire concerne l'étude théorique et numérique d'un capteur solaire PV/T couplé à distillateur solaire avec matériaux à changement de phase PCMs en régime transitoire. Une configuration géométrique simple tendant à concilier les productivités thermique et électrique.

La résolution du système d'équations gouvernant le fonctionnement du distillateur solaire avec PCMs couplé avec capteur PV/T a été abordé par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4.

L'influence des propriétés optiques et thermo physiques des différents composants du capteur PV/T sur son rendement instantané, ainsi que l'effet des paramètres externes et internes sur les performances d'un distillateur solaire avec matériaux à changement de phase ont été examinés. Il ressort d'étude les conclusions suivantes :

Pour le capteur PV/T :

- ☞ L'augmentation de l'irradiation globale conduit à un accroissement des températures des différents composants du capteur solaire PV/T.
- ☞ Le rendement instantané du capteur thermique augmente avec la température de la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre.
- ☞ Le coefficient des pertes thermiques par rayonnement croît avec l'augmentation de l'émissivité de la vitre il en résulte un accroissement des pertes vers l'avant du capteur solaire, par conséquent le coefficient d'émission des couches de verre est un facteur très influant sur le comportement thermique du composant.
- ☞ L'augmentation de l'absorptivité de l'absorbeur accroît la température de la lame d'air dans la cavité vitre-absorbeur. Résultant du fait que le coefficient d'absorption du tube influe sur les températures aux nœuds situés au niveau du capteur solaire PV/T.

Pour le distillateur solaire avec matériaux à changement de phase:

☞ L'augmentation de l'irradiation globale conduit à un accroissement dans les températures des différents composants du distillateur.

☞ L'augmentation de la couche d'eau diminue la production de l'eau distillée.

☞ L'augmentation de la vitesse du vent mais n'excédant pas 5m/s ainsi que l'accroissement de la différence de température entre la couverture transparente et la couche d'eau améliorent la production de l'eau distillée.

☞ L'augmentation de l'écart de température entre la saumure et la vitre conduit à une meilleure production d'eau distillée.

Pour le système distillateur solaire couplé avec capteur PV/T :

Il apparaît sans ambiguïté que la production du distillateur avec PCMs couplé à un système PV/T est plus élevée que celle du distillateur sans PCMs.



Références

REFERENCES

- [1]- R. Bernard, G. Merguy, M. Schwartz, « Le rayonnement solaire : conversion thermique et application ». Technique et documentation, deuxième édition, (1980).
- [2]- C. P. De Brichambaut, C. Vauge, « Le gisement solaire évaluation de la ressource énergétique », (1981).
- [3]- Y. Jannot, Thermique solaire, Paris (2007).
- [4]- Y. Boualatfi, Mémoire de magister, Ouargla, (2004).
- [5]- R. Rahmani, Mémoire de magister, Constantine (2007).
- [6]- O. O. Badran, M. M. AbuKhader, « Evaluating thermal performance of a single slope still », Heat Mass Transfert, Vol.43, (2007).
- [7]- F. Benoudjit, F. Mouffak, S. Noui, Mémoire Fin d'Etude, Batna (1992).
- [8]- W. A. Kamal, « A Theoretical and Experimental Study of the Basin-Type Solar Still under the Arabian Gulf Climatic Conditions », Journal of Solar and Wind Technology, Vol.5, (1988).
- [9]- A. Chaker et G. Menguy, « Efficacité Interne d'un Distillateur Solaire Sphérique », Revue des Energies Renouvelables, Journées internationales Thermiques, (2001).
- [10]- H. Al-Hinai, M. S. Al-Nassri, B. A. Jubran, « Parametric Investigation of a Double-Effect Solar Still in Comparison With a Single-Effect Solar Still », Desalination, Vol.150, (2002).
- [11]- R. Tripathi, G. N. Tiwari, « Performance Evaluation of a Solar Still by Using The Concept of Solar Fractionation », Journal of Desalination, Vol.169, (2004).
- [12]- A. Chaker, N. Boukerzaza, « Caractéristiques de Fonctionnement d'un Distillateur Solaire », 12^{ème} Journées Internationales de Thermique Tanger, Maroc, 15-17 novembre, (2005).
- [13]- M. Boukar, A. Harmim, « Production Nocturne d'un Distillateur Solaire Couplé à un Capteur Plan en Milieu Saharien », Revue des Energies Renouvelables, (1999).

- [14]- L. Cherrared, « Amélioration du Rendement d'un Distillateur Solaire à Effet de Serre », Revue des Energies Renouvelables, Valorisation, (1999).
- [15]- R. Menina, H. Ben Moussa, L. Zemmouri et A. Moussaoui, « Etude Expérimentale de l'Effet du Préchauffage sur la Productivité d'un Distillateur Solaire (Type : Hot - Box) » Revue des Energies Renouvelables: 11^{ème} Journées Internationales de Thermique, (2001).
- [16]- G. N. Tiwari, S. K. Shukla, I.P. Singh, « Computer Modeling of Passive/Active Solar Stills by Using Inner Glass Temperature », Journal of Desalination, Vol.154, (2003).
- [17]- A. Khedim, « Mesure et Caractérisation Thermodynamique d'un Nouveau Système Solaire de Dessalement de l'Eau de Mer avec Récupération de Chaleur », Revue des Energies Renouvelables : 11^{ème} Journées Internationales de Thermique, (2003).
- [18]- A. Khedim, K. Schwarzer, C. Faber, C. Müller, « Production Décentralisée de l'Eau Potable à l'Energie Solaire », Journal of Desalination, Vol.168, (2004).
- [19]- A. A. Badran, A. A. Al-Hallaq, I. A. Eyal Salman, M. Z. Odat, « A Solar Still Augmented With a Flat-Plate Collector », Journal of Desalination, Vol. 172, (2005).
- [20]- R. Tripathi, G. N. Tiwari, « Effect of Water Depth on Internal Heat and Mass Transfer for Active Solar Distillation », Journal of Desalination, Vol.173, (2005).
- [21]- Y. B. Assoa, Thèse de Doctorat, Lyon (2008).
- [22]- O. Pola, D. Chianese, A. Bernasconi, « Flat roof integration of a-Si triple junction modules laminated together with flexible polyolefin membranes », Journal of Solar Energy, Vol. 81, (2007).
- [23]- M. Bakker, H. A. Zondag, M. J. Elswijk et al, « Performance and costs of a roof-sized PV/Thermal array combined with a ground coupled heat pump », Journal of Solar Energy, Vol. 78, (2005).
- [24]- S. Medved, C. Arkar, B. Cerne, « A large-panel unglazed roof-integrated liquid solar collector-energy and economic evaluation », Journal of Solar Energy, Vol. 75, (2003).
- [25]- A. Tiwari, M. S. Sodha, A. Chandra et al, « Performance evaluation of photovoltaic / thermal solar air collector for composite climate of India », Journal of Solar Energy Materials and Solar Cells, Vol. 90, (2006).

- [26]- Y. Tripanagnostopoulos, « Aspects and improvements of hybrid photovoltaic / thermal solar energy systems », *Journal of Solar energy*, Vol. 81, (2007).
- [27]- Y. Tripanagnostopoulos, D. Tzavellas et al, « Hybrid PV/T systems with dual heat extraction operation », *Proceedings of the 17th European PV Solar Energy Conference*, Munich (2001).
- [28]- M. Sandberg, B. Moshfegh, « Buoyancy-induced air flow in photovoltaic facades. Effect of geometry of the air gap and location of solar cell modules », *Journal of Building and Environment*, Vol. 37, (2002).
- [29]- T. T. Chow, « Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model », *Journal of Solar Energy*, Vol. 75, (2003).
- [30]- T. Bergene, O. M. Lovvik, « Model calculations on a flat-plate solar heat collector with integrated solar cells », *Journal of Solar Energy*, Vol. 55, (1995).
- [31]- S. A. Kalogirou, Y. T. Gnostopoulos, « Industrial application of PV/T solar energy systems », *Journa of Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, (2007).
- [32]
- [44]
- K. S. Ong, T. T. Chow, « Performance of solar chimney », *Journal of Solar Energy*, Vol. 74, (2003).
- [33]- M. D. Bazilian, D. Prasad, « Modelling of a photovoltaic heat recovery system and its role in a design decision support tool for building professionals », *Journal of Renewable Energy*, Vol. 27, (2002).
- [34]- R. Giblin, « Transmission de la chaleur par convection naturelle » *Collection de l'Association Nationale de la Recherche Technique*, Paris (1974).
- [35]- W. H. Macadams, « Heat transmission », 3^{ème} Ed., McGraw-Hill, New York (1954).
- [36]- H. D. Ammari, « A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats », *Journal of Renewable Energy*, Vol. 28, (2003).

- [37]- X. Q. Zhai, Y. J. Dai, R. Z. Wang, « Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors », *Journal of Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, (2005).
- [38]- S. J. M. Linthorst, « Natural Convection suppression in solar collectors », Dutch Efficiency Bureau, Allemagne (1985).
- [39]- M. Belusko, W. Saman, F. Bruno, « Roof integrated solar heating system with glazed collector », *Journal of Solar Energy*, Vol. 76, (2004).
- [40]- C. Muresan, Thèse de Doctorat, Lyon (2005).
- [41]- R. Vaillon, L. Robin, C. Muresan, C. Menezo, « Modeling of coupled spectral radiation, thermal and carrier transport in a silicon photovoltaic cell », *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, (2006).
- [42]- A. Laugier, J. A. Roger, « Les photopiles solaires: du matériau au dispositif, du dispositif aux applications », *Technique et documentation*, Paris (1981).
- [43]- H. S. Rauschenbach, « Solar Cell Array Design Handbook: the principles and Technology of Photovoltaic Energy Conversion », Van Nostrand Reinhold, New York (1980).
- [44]- J. A. Roger, C. Maguin, « Photovoltaic panels including dynamic thermal effects », *Journal of Solar Energy*, Vol. 29, (1982).
- [45]- M. A.Green, « Solar Cells-Operating Principles, Technology, and system applications», Prentice Hall, New Jersey, (1982).
- [46]- R. Tang, Y. Etzion, I. A. Meir, « Estimates of clear night sky emissivity in the Negev Highlands », *Journal of Energy Conversion and Management*, Vol. 45, (2004).
- [47]- A. A., « Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors », *Journal of Energy Conversion and management*, Vol. 41, (2000).
- [48]- D. H. Kim, B. B. Jenkins, T. R. Rumsey et al., « Simulation and model validation of a horizontal shallow basin solar concentrator », *Journal of Solar Energy*, Vol. 81, (2007).
- [49]- E. Sartori, « Solar still versus solar evaporator: a comparative study between their thermal behaviors », *Journal of Solar Energy*, Vol. 56, (1996).
- [50]- J. A. Duffie, W. A. Beckman, « Solar Engineering of Thermal Processes », Wiley-Interscience, New York, (1980).

- [51]- N. Aste, G. Chiesa, F. Verri, « Design, development and performance monitoring of a photovoltaic-thermal (PV/T) air collector », *Journal of Renewable Energy*, (2007).
- [52]- W. C. Swinbank, « Long wave radiation from clear skies », *Journal of the Royal Meteorological Society*, Vol, 89, (1963).
- [53]- E. Sartori, « Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces », *Journal of Solar Energy*, Vol. 80, (2006).
- [54]- W. H. Macadams, « Heat transmission », 3^{ème} Ed., McGraw-Hill, New York (1954).
- [55]- V. Velmurugan, S. Senthil kumaran, V. Niranjan Prabhi, K. Srithar, « Productivity enhancement of stepped solar still-performance analysis », *Journal of Thermal Science*, Vol. 12, (2008).
- [56]- T. Ismail, Thèse magistère, Constantine (2010).
- [57]- O.O. Badran, « Experimental study of the enhancement parameters on a single slope solar still productivity ». *Journal of Desalination* , Vol.209 , (2007).
- [58]- N. Oleksiy, Thèse de Doctorat, Lyon (2005).
- [59]- S. Souad, Thèse magistère, Constantine (2010).

Annexes :

- A- Formules Relatives Au Transfert Thermique Radiatif***
- B- Caractéristiques Thermo Physiques De L'eau Et
Du Mélange Air-Vapeur***
- C- Les Nombres Adimensionnels***
- D- Propriétés Thermiques Et Optiques Des Matériaux
Utilisés***

Formules relatives au transfert thermique radiatif

A.1. Bilan radiatif du capteur solaire

La lame d'air confinée dans la nervure du capteur solaire, est constituée d'une couche de verre de surface A_v , d'un absorbeur en cuivre de surface A_a et de deux faces latérales en polystyrène de surfaces A_{is} et A_{is} . En distinguant les propriétés optiques du vitrage vis-à-vis des rayonnements solaires direct et diffus, le bilan radiatif en courtes longueurs d'ondes CLO s'écrit:

$$Ga_{vi} - F_{v-a}\rho_a Ga_a = G_{global,v} \quad (A.1)$$

$$Ga_a - F_{a-v}\rho_v Ga_{vi} = G_{global,a} \quad (A.2)$$

La forme matricielle de ce système d'équations s'écrit comme suit:

$$\begin{bmatrix} 1 & -F_{v-a}\rho_a \\ -F_{a-v}\rho_v & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Ga_{vi} \\ Ga_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{global,v} \\ G_{global,a} \end{bmatrix}$$

En supposant que le flux solaire reçu sur la face extérieure du vitrage est pris en compte dans le bilan thermique du système et que les surfaces A_v et A_a ont les mêmes dimensions, les éclairagements primaires $G_{global,v}$ et $G_{global,a}$ peuvent être obtenus par les relations:

$$G_{global,v} = 0 \quad (A.3)$$

$$G_{global,a} = \tau_{direct}G_{direct} + \tau_{diffus}G_{diffus} \quad (A.4)$$

En supposant que la surface A_a est opaque:

$$\rho_v + \alpha_v = 1 \quad (A.5)$$

La résolution du système matriciel donne les éclairagements reçus par l'absorbeur en cuivre ($G_{global,a}$) et le vitrage ($G_{global,v}$):

$$Ga_{vi} = \frac{G_{global}(1 - \alpha_v)}{[1 - \rho_v(1 - \alpha_v)]} \quad (A.6)$$

$$Ga_a = \frac{G_{global}}{[1 - \rho_v(1 - \alpha_a)]} \quad (A.7)$$

A.2. Transmission et réflexion du panneau photovoltaïque

La transmission et la réflexion du panneau photovoltaïque sont respectivement données par les équations suivantes :

$$\tau_r = \frac{1 - r}{1 + r} \quad (\text{A.8})$$

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{A.9})$$

θ_1 et θ_2 respectivement les angles d'incidence et de réfraction du rayonnement solaire

A.3. Calcul des facteurs de forme

L'évaluation des transferts radiatifs dans la lame d'air dans la cavité (figure A.1) nécessite la détermination des facteurs de forme entre les surfaces. Le calcul a été effectué en appliquant la méthode des cordes croisées.

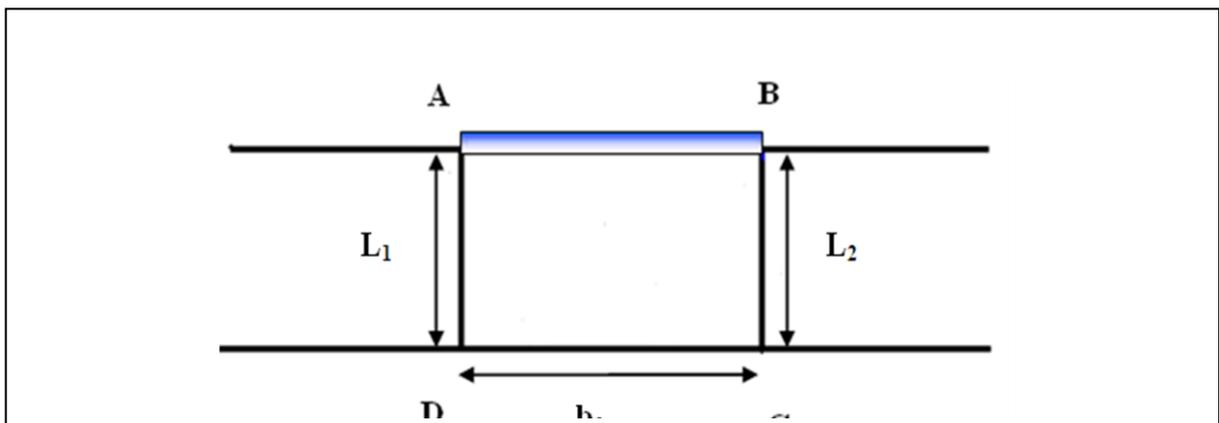


Figure A.1: Section simplifiée de la lame d'air de la cavité.

L'application de cette méthode au canal fermé ABCD (figure A.2) aboutit à la détermination des facteurs de forme entre les diverses surfaces.

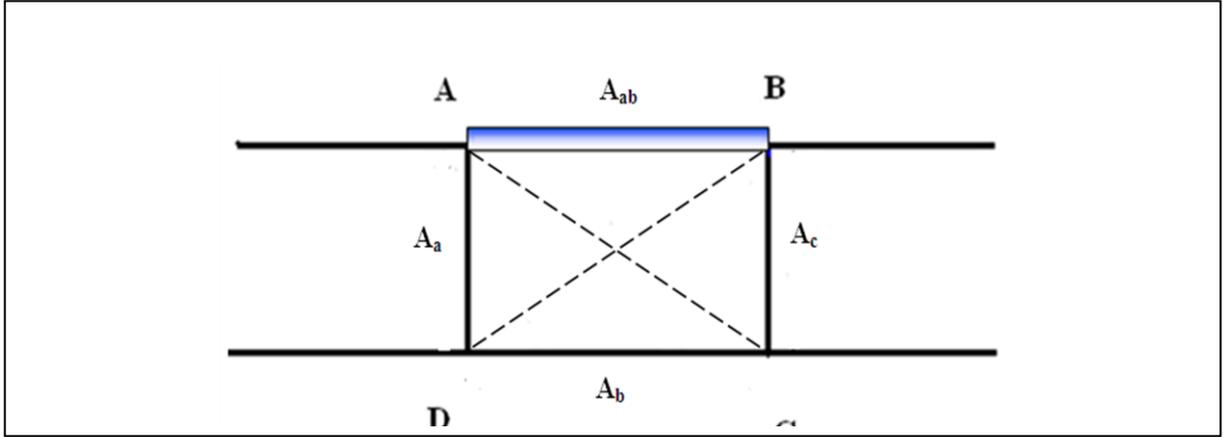


Figure A.2: Section du canal fermé formé par les parois de la lame d'air de la cavité.

La relation de complémentarité des facteurs de forme donne:

$$F_{ba} + F_{bc} + F_{bab} = 1 \quad (\text{A. 10})$$

Avec F_{ij} le facteur de forme entre les surfaces A_i et A_j . Les facteurs de forme entre A_b et les autres surfaces du canal sont déterminées par les expressions:

$$F_{ba} = \frac{(A_b + A_a - A_{ac})}{2A_b} \quad (\text{A. 11})$$

Soit :

$$F_{ba} = \frac{1}{2b_0} \left[b_0 + L_1 - \sqrt{L_1^2 b_0^2 - 2L_1 b_0 \cos\left(\frac{\pi}{2}\right)} \right] \quad (\text{A. 12})$$

$$F_{bc} = \frac{1}{2b_0} \left[b_0 + L_2 - \sqrt{L_2^2 b_0^2 - 2L_2 b_0 \cos\left(\frac{\pi}{2}\right)} \right] \quad (\text{A. 13})$$

$$F_{bab} = 1 - (F_{ba} + F_{bc}) \quad (\text{A. 14})$$

De même, les facteurs de forme entre A_a et les autres surfaces sont déterminées suivant le même principe. Les facteurs de forme réciproques sont définis à partir de la relation de réciprocité des facteurs de forme, à savoir:

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (\text{A. 15})$$

Notons que les facteurs de forme entre les diverses surfaces et la voûte céleste correspondent aux facteurs de forme obtenus entre ces surfaces et la surface A_{AB} .

Caractéristiques thermo physiques de l'eau et du mélange air-vapeur

B.1. Caractéristiques thermo physiques de l'eau

B.1.1 Conductivité thermique

$$\lambda_w = 0.568 + 0.185 \cdot 10^{-2} T - 0.749 \cdot 10^{-5} T^2 \quad (\text{B. 1})$$

B.1.2 Capacité calorifique

$$C_{p_w} = 4216.664 - 3.165 T + 0.886 \cdot 10^{-1} T^2 - 0.101 \cdot 10^{-2} T^3 + 0.445 \cdot 10^{-5} T^4 \quad (\text{B. 2})$$

B.1.3 Coefficient de dilatation volumique

$$\beta_w = (-0.884 + 0.188 T - 0.26 \cdot 10^{-2} T^2 + 0.252 \cdot 10^{-4} T^3 - 0.975 \cdot 10^{-7} T^4) \cdot 10^{-4} \quad (\text{B. 3})$$

B.1.4 Chaleur latente de vaporisation

$$L_v = 3.4935 \cdot 10^6 (1 - 9.4779 \cdot 10^{-4} T + 1.3132 \cdot 10^{-7} T^2 - 4.7974 \cdot 10^{-9} T^3) \quad (\text{B. 4})$$

B.1.5 Viscosité cinématique

$$\nu = -3.65 T + 1.788 \cdot 10^{-6} \quad \text{Pour } T \in [0; 20] \quad (\text{B. 5})$$

$$\nu = -1.725(T - 20) + 1.006 \cdot 10^{-6} \quad \text{Pour } T \in [20; 40] \quad (\text{B. 6})$$

$$\nu = -0.875(T - 40) + 0.568 \cdot 10^{-6} \quad \text{Pour } T \in [40; 60] \quad (\text{B. 7})$$

$$\nu = -0.587(T - 60) + 0.478 \cdot 10^{-6} \quad \text{Pour } T \in [60; 80] \quad (\text{B. 8})$$

B.1.6 Masse volumique

$$\rho_w = 1002.6 - 0.0038 T^2 - 0.0505 T \quad (\text{B. 9})$$

B.2 Mélange air-vapeur d'eau

Le mélange air-vapeur d'eau à l'intérieur du distillateur est considéré comme un mélange de gaz parfaits. Nous pouvons donc utiliser la loi de Dalton qui se traduit par « la pression, l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie d'un mélange de gaz parfaits sont respectivement égales à la somme des pressions partielles, des énergies internes partielles, des enthalpies partielles et des entropies partielles qu'auraient les gaz constituants s'ils occupaient seuls le volume total à la température du mélange. » .

B.2.1 Pression partielle

La pression partielle de l'air humide est donnée par la loi de Dalton :

$$P = P_a + P_v \quad (\text{B. 10})$$

P_a et P_v respectivement pressions partielles de l'air sec et de la vapeur d'eau

B.2.3 Humidité relative

L'humidité relative de l'air humide est définie par la relation :

$$H = \frac{\rho_v}{\rho_{vs}} = \frac{m_v P_v}{m_{vs} P_{vs}} = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (\text{B. 11})$$

Soit: $m_v = m_{vs}$

Avec :

ρ_v et ρ_{vs} respectivement les masses volumiques de la vapeur et de la vapeur saturée

m_v et m_{vs} respectivement les masses molaires de la vapeur et de la vapeur saturée

B.2.3 Concentration de la vapeur d'eau dans l'air

La concentration de la vapeur d'eau dans l'air (fraction massique de l'air humide) est exprimée par la relation :

$$C_v = \frac{0.622 P_v}{P - 0.378 P_v} \quad (\text{B. 12})$$

P : Pression atmosphérique.

B.3. Caractéristiques thermo physiques de l'air humide

B.3.1 Conductivité thermique

$$\lambda_m = \lambda_0 + 0.00476 \left(\frac{C_v}{1 - C_v} \right) \quad (\text{B. 13})$$

Où λ_0 est la conductivité de l'air à la température T , qui peut être approchée par un polynôme de degré trois :

$$\lambda_0 = 0.0243 + (9.7416 T - 0.1825 T^2 + 0.00227 T^3)10^5 \quad (\text{B. 14})$$

B.3.2 Viscosité dynamique

$$\mu = \frac{\rho g h}{\frac{P_v}{\mu_v} + \frac{P_a}{\mu_a}} \quad (\text{B.15})$$

g est l'accélération de la pesanteur.

μ_v et μ_a respectivement les viscosités dynamiques de la vapeur d'eau et de l'air sec avec :

$$\mu_v = 30.147 \cdot 10^{-7} \sqrt{\frac{T}{273}} \left(1 + \frac{673}{T}\right)^{-1} \quad (\text{B.16})$$

$$\mu_v = 25.393 \cdot 10^{-7} \sqrt{\frac{T}{273}} \left(1 + \frac{122}{T}\right)^{-1} \quad (\text{B.17})$$

B.3.3 Viscosité cinématique

$$\nu = \frac{\mu_m}{\rho_m} \quad (\text{B.18})$$

Où ρ_m est la masse volumique du mélange air – vapeur.

$$\rho_m = \frac{1}{RT} [(m_v - m_a)P + m_a P_a] = \frac{32.989}{T} \left(1 - \frac{0.378 C_v}{0.622 + 0.378 C}\right) P \quad (\text{B.19})$$

B.3.4 Chaleur spécifique

Considérons une masse m du mélange à la température T . Pour élever en une seconde sa température de dT , il faudrait lui fournir une énergie ($mCp_m dT$) telle que :

$$mCp_m dT = m_v Cp_v dT + m_a Cp_a dT \quad (\text{B.20})$$

Cp_a et Cp_v étant les chaleurs spécifiques de l'air et de la vapeur d'eau.

$$m = m_v + m_a \quad \text{et} \quad \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.622 P_v}{P - 0.378 P_v} \quad (\text{B.21})$$

L'expression de la chaleur massique du mélange s'écrit alors:

$$Cp_m = Cp_a + \frac{0.662 P_v}{P - 0.378 P_v} (Cp_v - Cp_a) \quad (\text{B.22})$$

Soit :

$$Cp_v = 1862.3 \text{ j. Kg}^{-1}. ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$Cp_a = 1004.4 \text{ j. Kg}^{-1}. ^\circ\text{C}^{-1}$$

B.3.5 Coefficient de dilatation thermique

Il est défini par la relation :

$$\beta_m(T) = -\frac{1}{\rho_m} \left(\frac{\partial \rho_m}{\partial T} \right)_{p,cv} \quad (\text{B. 23})$$

En dérivant ρ_m par rapport à T, pression P et concentration C_v étant constantes, et en négligeant l'expression $\frac{1}{RT} \left[(m_v - m_a) \left(\frac{\partial P_v}{\partial T} \right)_{p,cv} \right]$ le coefficient de dilatation s'exprime comme suit :

$$\beta_m(T) \approx -\frac{1}{T} \quad (\text{B. 24})$$

B.3.6 Coefficient de dilatation massique

Il est défini par :

$$\beta_m^*(T) = -\frac{1}{\rho_m} \left(\frac{\partial \rho_m}{\partial T} \right)_{p,cv} \quad (\text{B. 25})$$

L'expression du coefficient de dilatation massique devient alors :

$$\beta_m^*(T) = 0.61 \left(1 - 0.378 \frac{P_v}{P} \right) \quad (\text{B. 26})$$

Les nombres adimensionnels

C.1. Nombre de Nusselt

La combinaison du coefficient d'échange de chaleur par convection, de la longueur caractéristique et de la conductivité thermique du fluide est appelée module ou nombre de NUSSELT. C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface, au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide - surface.

$$\text{Nu} = \frac{\bar{h}_c L}{\lambda_f} \quad (\text{C. 1})$$

Avec :

\bar{h}_c : Coefficient de convection thermique

L : Longueur caractéristique.

λ_f : Coefficient de conductivité thermique du fluide

C.2. Nombre de Grashoff

Ce nombre caractérise la transmission de chaleur en convection naturelle, il exprime le rapport entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles créées dans le fluide par les différences de température qui y règnent.

$$\text{Gr} = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{C. 2})$$

β est le coefficient de dilatation thermique rapporté à la température moyenne du fluide ($\beta = \frac{1}{T}$ pour un fluide parfait).

g : Accélération de la chute libre.

L : Dimension caractéristique.

C.3. Nombre de Prandtl

Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique ; il caractérise les propriétés physiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda_f} = \frac{\nu}{a} \quad (C. 3)$$

Avec :

C_p : Chaleur spécifique à pression constante.

λ_f : Conductivité thermique du fluide.

a : Diffusivité thermique.

L'énergie dépensée nécessaire pour véhiculer le fluide est d'autant plus élevée que la viscosité est grande et plus la diffusivité est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi.

C.4. Nombre de Reynolds

Ce nombre est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité dans l'écoulement, il est donné par la relation :

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu} \quad (C. 4)$$

Avec :

v : Vitesse caractéristique du fluide.

L : Dimension linéaire caractéristique du corps.

μ : Viscosité dynamique.

ν : Viscosité cinématique.

ρ : Densité du fluide.

C.5. Nombre de Peclet

Il exprime le rapport des flux thermiques par convection et par conduction dans un échange de chaleur convectif. Ce nombre intervient surtout dans les problèmes d'écoulement à faible nombre de Prandtl : c'est à dire pour les métaux liquides.

$$Pe = Pr Re = \frac{v L}{a} \quad (C. 5)$$

C.6. Nombre de Stanton ou de Margouli

Il exprime le rapport entre le flux thermique total et le flux par convection dans un échange de chaleur convectif.

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{q}{\rho C_p v \Delta T L^2} \quad (C. 6)$$

C.7. Nombre de Rayleigh

Il exprime la relation entre les nombres de Grashoff et de Prandlt. Ce nombre peut fournir un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection naturelle turbulente.

$$Ra = Gr Pr \quad (C.7)$$

C.8. Nombre de Graetz

$$Gr = RePr \frac{(L)}{D} \quad (C.8)$$

L et D étant des dimensions caractéristiques du conduit.

Propriétés thermiques et optiques des matériaux utilisés

D.1. Propriétés thermiques et optiques des différents composants du système solaire

Les caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques pouvant constituer l'absorbeur d'un capteur solaire plan sont regroupés dans le tableau D.1.

<i>Métal</i>	<i>Conductivité thermique</i> ($W.m^{-1}K^{-1}$)	<i>Masse volumique</i> ($Kg.m^{-1}$)	<i>Chaleur massique</i> ($J.Kg^{-1}K^{-1}$)	<i>Absorptivité</i>	<i>Emissivité</i>
Cuivre	384	8900	398	0.25	0.02
Acier inoxydable	14	7800	460	0.01	0.04
Aluminium	204	2700	879	0.63	0.09

Tableau D.1 : Caractéristiques thermos physiques de quelques matériaux métalliques.

Les propriétés optiques de quelques surfaces sélectives figurent dans le tableau D.2 [59].

<i>Support et traitement</i>	<i>Absorptivité de la surface</i>	<i>Emissivité de la surface</i>	<i>Effet de l'humidité</i>
Acier et nickel noir sur nickel	0.95	0.07	Variable
Acier et chrome noir sur nickel	0.95	0.09	Sans effet
Acier et chrome noir	0.91	0.07	Oxydation rapide
Cuivre et chrome noir	0.95	0.14	Peu d'effets
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16	Couche sélective pèle rapidement
Cuivre et cuivre noir	0.88	0.15	
Acier et oxyde de fer	0.85	0.08	Peu d'effets
Alu et oxyde de manganèse	0.70	0.08	
Acier et couche organique sur oxyde de fer	0.90	0.16	Peu d'effets
Acier et couche organique sur chrome noir	0.94	0.2	Peu d'effets
Support et traitement	Absorptivité de la surface	Emissivité de la surface	Effet de l'humidité

Tableau D.2 : Propriétés optiques de quelques surfaces sélectives.

Les propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes [59] sont listées dans le tableau D.3.

Matériau	Epaisseur (mm)	Transmissivité (%)	Masse volumique ($Kg.m^{-3}$)	Chaleur massique ($J.Kg^{-1}K^{-1}$)	Conductivité thermique ($W.m^{-1}K^{-1}$)
Verre à vitre	3	85-92	2 700	840	0.93
Polycarbonate	3.2	82-89	1 200	1 260	0.2
Polyméthacrylate	3.2	89-92	1 200	1 460	0.2
Polyster armé	1	77-90	1 400	1 050	0.21
Polyfluoroéthyle propylène	0.05	97	2.51	1 170	0.25
Polyfluorure vinyle	0.1	93	1.5	1 380	0.12

Tableau D.3 : Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes.

Le tableau D.4 regroupe le degré d'émissivité de quelques matériaux [59].

<i>Matériaux</i>	<i>Température (°C)</i>	<i>Emissivité</i>
Aluminium nu après laminage	170	0.04
Aluminium anodisé noir	50	0.98
Béton	20	0.93
Glace lisse	0	0.97
Fer poncé	20	0.24
Verre	90	0.94
Cuivre légèrement ternis	20	0.04
Cuivre oxydé	130	0.76
Acier trempé	200	0.52
Acier oxydé	200	0.79

Tableau D.4 : Degré d'émissivité de quelques matériaux.

Le tableau C.5 donne les propriétés thermiques de quelques matériaux pouvant servir d'isolants [59].

<i>Matériau</i>	<i>Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1}K^{-1}$)</i>	<i>Masse volumique ($Kg \cdot m^{-3}$)</i>	<i>Chaleur massique ($j \cdot Kg^{-1}K^{-1}$)</i>	<i>Diffusivité thermique $10^{-7}m^2s^{-1}$</i>
Air à 20 °C	0.025	1.2	1 003	208
Mousse de polyuréthane	0.029	30	1 600	6
Laine de verre	0.036	40	840	10.7
Polystyrène expansé	0.04	20	1 500	13.3
Laine de roche	0.04	40	840	11.9
Laine (vêtement)	0.04	450	1 880	0.47
Feutre d'amiante	0.047	116	800	5.1
Liège expansé	0.048	120	1 380	2.9
Perlite	0.048	60	840	9.5
Silicate de calcium	0.052	200	920	2.8
Magnésie	0.055	200	880	3.1
Béton cellulaire	0.075	280	800	3.3
Vermiculite	0.09	80	880	12.8
Papier journal comprimé	0.105	130	1 340	6
Bois de pin	0.118	500	1 210	1.95
Papier	0.14	700	1 340	1.5
Bois de sapin	0.144	535	272	9.9
Caoutchouc	0.153	1 200	2 170	0.6
Pvc	0.166	1 380	1 000	1.2
Bois de chêne	0.198	825	2 400	1.0
Plâtre	0.35	800	800	5.5
Brique	0.697	1 700	900	4.6

Tableau D.5 : Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants.