

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

(E. N. P.)

Département de Génie mécanique

Mémoire de projet de fin d'Etudes

pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie - mécanique

المركز الوطنية المتعددة اللغويات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

THÈME

Etude des Performances
d'un chauffe - eau solaire

Proposé par :

Mr. YOUNSI

Etudié par :

Mrs. MEZIANI Samir

MÉRÈNESSE Ali

Dirigé par :

Mr. YOUNSI

Promotion : 1997

DEDICACE.

Je dédie ce modeste travail:

A ma mère et à mon père:

A mes soeurs: Naïma, Karima, Hayete, Nafissa, Samia:

A mes frères: Moukmed l'Arbi.

A toute ma famille:

A tous mes amis:

Et à tous ceux qui m'ont aimé réussir.

Dédicaces

- *À mon père et ma mère*

- *À mes soeurs, surtout LAMIA, et tous mes frères.*

- *À mes beaux frères, BRAHIM et SAADI.*

- *À mes neveux, LAMINE et CHERIF.*

- *À la mémoire de mon oncle Nouredine.*

SAMIR

Remerciements

Nous exprimons notre profonde gratitude à Mr. Younsi d'avoir accepté de diriger cette étude, et pour les précieux conseils qu'il nous a prodigué durant notre travail.

Nous tenons à remercier Mr. HALLI et Mr. LARBI, pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant de juger notre modeste travail.

Nous exprimons notre profonde gratitude à Mr. BENNOUR pour sa disponibilité et sa gentillesse.

Nos remerciement vont aussi à Mr. Et Mme BELGACEM pour nous avoir aidé à réaliser ce modeste ouvrage.

Sans oublier nos précieux amis : MEZIANE, TOUFIK, RAMDANE, et AWATIF pour leurs aides, leurs encouragements et leur constante disponibilité.

RESUME

Ce projet illustre l'utilisation de l'énergie solaire comme moyen de chauffage et de production d'eau chaude sanitaire. Il concerne particulièrement la technique de chauffage par un chauffe-eau solaire d'une capacité de 110 litres, avec l'utilisation d'une cuve de stockage comme réservoir. L'étude s'appuie sur les résultats de mesures réalisées sur une installation équipée d'un tel système de chauffage afin de déterminer ses performances et le mode de son fonctionnement.

ABSTRACT

The objective of this thesis, is to use the solar energy as a heater and for a production of heat water. It concerns particularly the heating by use of a flat plat collector, with a capacity of 110 litres, where the heat water storage tank is used as a container. The study is based on the results of measures maked on an installation, seted by the same system of heating in order to determinate its performances and the mode of its working.

ملخص

هذا البحث يمثل إستعمال الطاقة الشمسية كوسيلة للتدفئة و الحصول على الماء الساخن الصالح للإستعمال بتقنية التدفئة عن طريق مسخن الماء الشمسي وذلك بإستعمال خزان الماء الساخن سعته 110 لتر. وتتمتع هذه الدراسة على نتائج قياسات حققت على دارة مجهزة بتلك التقنية وذلك من أجل تحديد قدرة عمله وطريقة إستعماله.

SOMMAIRE



Introduction

CHAPITRE 1 : GENERALITES

- 1-1 : Le soleil description
- 1-2 : Déclinaison solaire
- 1-3 : Constante solaire
- 1-4 : Longitude et latitude
- 1-5 : Angle horaire
- 1-6 : Repérage du soleil dans le ciel
- 1-7 : Distribution spectrale du flux solaire

CHAPITRE 2 : LOIS FONDAMENTALES DE TRANSMISSION DE CHALEUR

- 2-1 : Conduction
- 2-2 : Convection
- 2-3 : Rayonnement
 - 2-3-1 : Définition
 - 2-3-2 : Absorption, réflexion et transmission de rayonnement
 - 2-3-3 : Le corps noir
 - 2-3-4 : Loi de STEFAN -BOLTZMAN
 - 2-3-5 : Loi de KIRCHOFF
 - 2-3-6 : Loi de WIEN
- 2-4 : L'effet de serre

CHAPITRE 3 : APPLICATION DE L'ENERGIE SOLAIRE

- 3-1 : Généralités
- 3-2 : Conversion photothermique
 - 3-2-1 : Four solaire
 - 3-2-3 : Chaudière solaire
 - 3-2-3 : distillateur solaire
- 3-3 : Conversion photoélectrique
- 3-4 : Conversion photoionique
- 3-5 : Conversion photochimique et photoelectrochimique

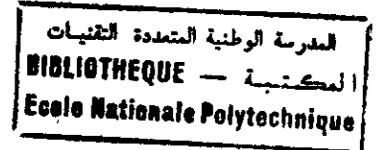
CHAPITRE 4 : ISOLATION THERMIQUE

- 4-1 : Généralités
- 4-2 : Isolation thermique de la cuve de stockage
 - 4-2-1 : Epaisseur optimale de l'isolant
 - 4-2-2 : Evolution des pertes thermiques
 - 4-2-2-1 : Puissance perdue en fonction de l'épaisseur de l'isolant
 - 4-2-2-2 : puissance perdu en fonction de ΔT
 - 4-2-2-3 : Calcul de la température moyenne de stockage
- 4-3 : Isolation thermique

CHAPITRE 5 : TECHNOLOGIE DU CHAUFFE - EAU SOLAIRE

- 5-1 : Description du capteur plan
 - 5-1-1 Introduction

- 5-1-2 : La couverture transparente
 - 5-1-2-1 : Propagation du rayonnement dans le milieu semi - transparent
 - 5-1-2-2 : Caractéristique de la couverture transparente
 - 5-1-3 : L'absorbeur
 - 5-1-4 : La coque
- 5-2 : Considération pratique
 - 5-2-1 : Etanchéité
 - 5-2-2 : Température
 - 5-2-3 : Rayonnement
 - 5-2-4 : Entartrage
 - 5-2-5 : Corrosion
- 5-3 : Installation solaire
 - 5-3-1 : Emplacement
 - 5-3-2 : Orientation et inclinaison du capteur
 - 5-3-3 : Réservoir
 - 5-3-4 : Tuyauteries
 - 5-3-5 : Choix du montage



CHAPITRE 6 : ETUDE THEORIQUE

- 6-1 : Bilan thermique du capteur
 - 6-1-1 : Hypothèses
 - 6-1-2 : Performance d'un capteur
 - 6-1-3 : Rendement optique du capteur
 - 6-1-4 : Pertes thermique du capteur
 - 6-1-4-1 : Pertes à l'avant du capteur
 - 6-1-4-2 : Pertes à l'arrière du capteur
 - 6-1-4-3 : Pertes à la face arrière du capteur
- 6-2 : Etude thermique de l'absorbeur
 - 6-2-1 : Loi de distribution de la température du fluide
 - 6-2-2 : Facture de conductance du capteur
 - 6-3 : rayonnement du seuil
 - 6-4 : Principe du thermosiphon
 - 6-5 : Pertes de charge

CHAPITRE 7 : ETUDE EXPERIMENTALE

- 7-1 : Caractéristique du chauffe - eau solaire
 - 7-1-1 : Caractéristique du capteur
 - 7-1-2 : Caractéristique de la cuve de stockage
 - 7-1-3 : Conduites
- 7-2 : Description du système étudié
 - 7-2-1 : Introduction
 - 7-2-2 : Relevée de température
 - 7-2-3 : Manipulation
- 7-3 : Résultats et interprétation
 - 7-3-1 : Première partie de la manipulation
 - 7-3-2 : Deuxième partie de la manipulation
 - 7-3-3 : Rendement journalier
- 7-4 : Conclusion
- 7-5 : problème rencontré

CONCLUSION GENERALE

ANNEXE

BIBLIOGRAPHIE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

RAPPEL HISTORIQUE CONCERNANT L'UTILISATION DE

L'ENERGIE

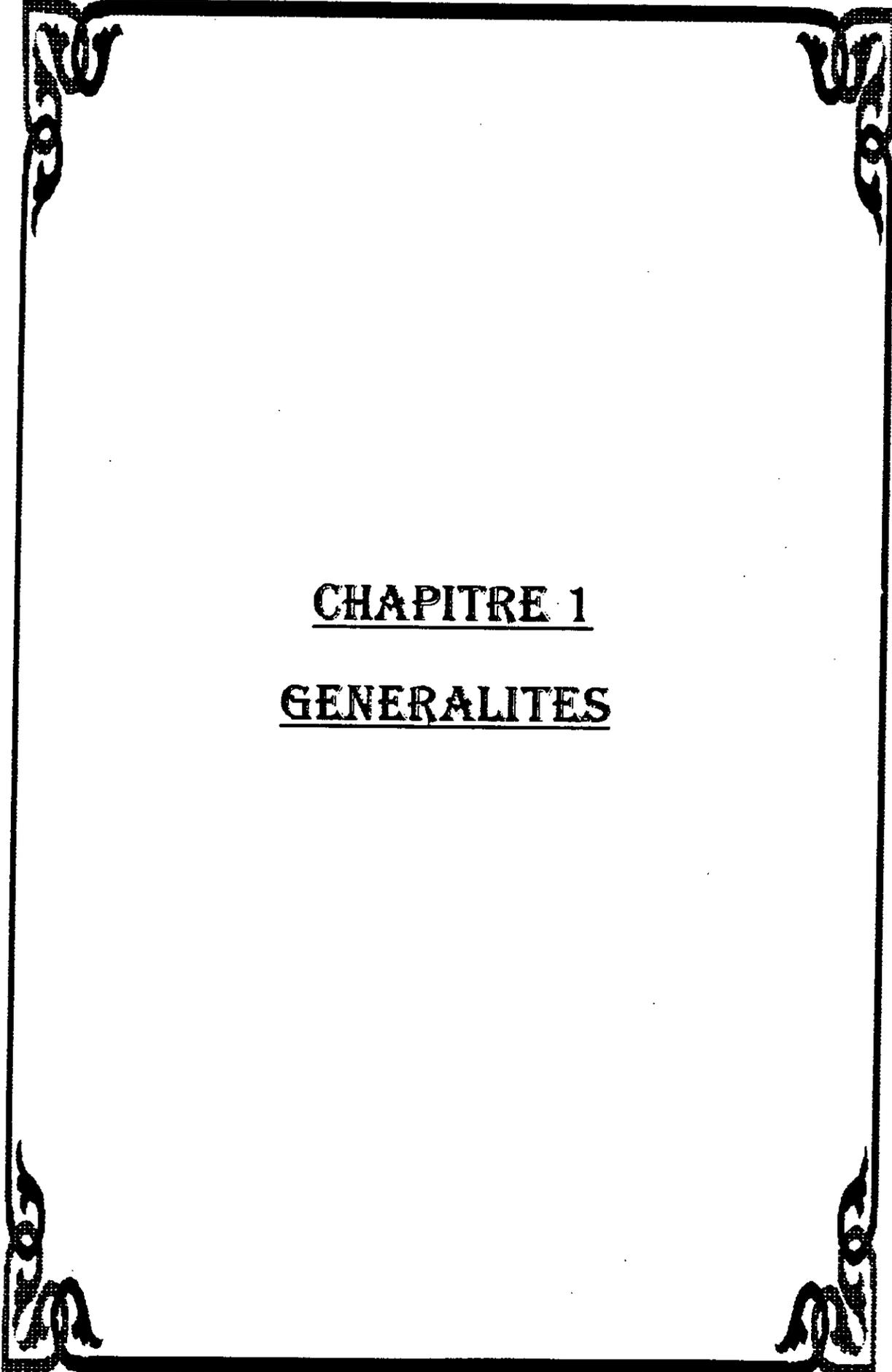
Il semble que ce soit les Egyptiens qui aient découvert l'effet de serre . Par ailleurs, ARCHIMED au 3ème siècle avant J.C , incendie la flotte romaine à SYRACUSE avec des miroirs plans (ou boucliers polis) groupés de façon à former un miroir concave. En 1774 , JOSEPH PRIESTLLY, concentre les rayons solaires sur de l'oxyde de mercure , et recueille le gaz produit dont la propriété est de faire brûler une bougie , plus vivement que l'air. Il découvre ainsi l'oxygène , ce qui permit à LAVOISIER d'établir la théorie complète de la combustion due à la combinaison d'un corps avec l'oxygène de l'air .

A la fin du 19 ème siècle et dans le désert d'ATACANA au CHILI , on construisit un distillateur solaire de 5000 m² pour fournir de l'eau à une mine de nitrate de sodium . Cette installation fonctionna pendant quarante ans , jusqu'à l'abondant de la mine ou produisait 20000 l d'eau douce par jour .

En 1908 SHUMAN développe des machines solaires de plusieurs chevaux , pour pomper de l'eau et en 1913 , avec BOYS il installa près du Caire , une grosse machine de 50 chevaux , avec de longs cylindres paraboliques qui concentrent les radiations solaires sur une canalisation centrale avec un facteur de concentration de 4,5 pour pomper l'eau du Nil à des fins d'irrigation .

Les premiers travaux scientifiques portant sur la théorie du capteur plan ont été

réalisés par HOTTEL et WORTZ en 1942 . Depuis d'autres études ont été traitées sur différentes configurations de capteurs plans , notamment celle de BLISS en 1959 , qui a déterminé le rapport des résistances thermiques représentant les échanges thermiques entre le fluide caloporteur , l'absorbeur et l'environnement et ceci pour un fluide circulant dans des tubes soudés à des ailettes et constituant ainsi la plaque absorbante . Depuis , les études sur différentes configurations de la plaque absorbante n'ont pas cessé , ABDEL. KHALIK en 1976 à étudier un capteur solaire plan dont le tube en serpentin est soudé au dessus de la plaque absorbante .



CHAPITRE 1
GENERALITES

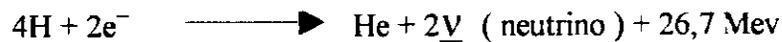
CHAPITRE 1 : GENERALITES

1.1- Le soleil , description :

La réalité solaire correspond à l'existence d'une étoile , véritable sphère gazeuse , hétérogène , de diamètre 1,39 Mégakilomètres (Mkm) , de masse $2 \cdot 10^{27}$ tonnes de densité moyenne $1,41 \text{ g / cm}^3$ située à 149,45 Mkm de la terre .

Qualitativement , le soleil est formé de 4 parties :

a) Un noyau de plasma , siège de réactions de fusion nucléaire schématisées par le cycle de BETHE :



Ce plasma est porté a une température de 10 Megakelvin sous une pression de 1000 Megabare (MB) .

b) La photosphère : « Pellicule » d'environ 300 Km d'épaisseur portée à une température de quelques milliers de Kelvin sous une pression de 10^{-2} bar , source de la quasi totalité du rayonnement émis par le soleil .

c) La chromosphère : matière de faible densité , étalée sur environ 14000 Km , dont la température est 1MKelvin mais qui rayonne peu , étant donnée sa dilution .

d) La couronne également très diluée et quasi transparente s'étends sur 9 Mkm .

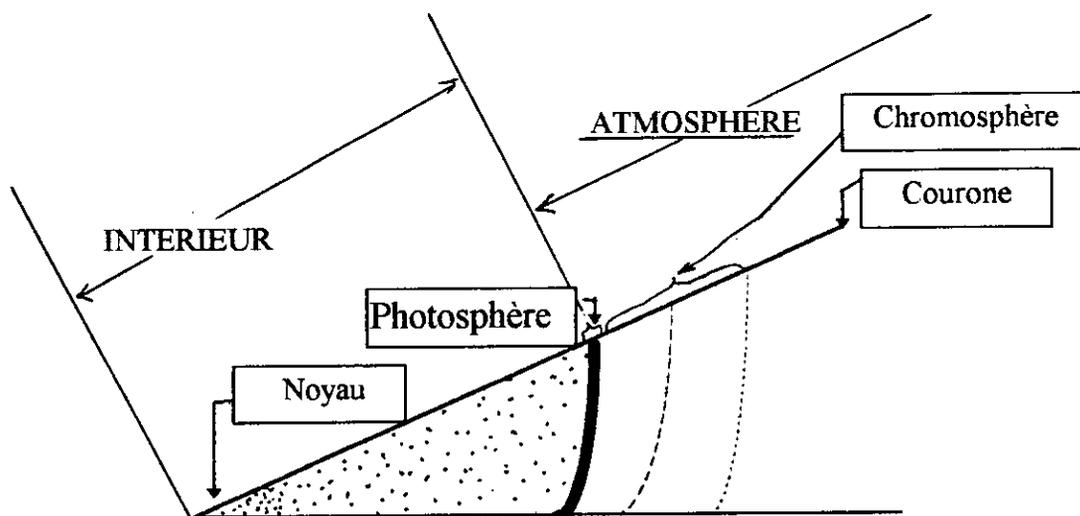


FIG 1-1 : Coupe schématique du soleil

Distance / Centre 10 ⁴ Km	0	14	35	49	69,6
Température 10 ³ K	15000	10000	3400	1200	6
Densité g.cm ⁻³	160	41	1	0,08	0

Tableau I-1 :

1.2- La déclinaison solaire :

La déclinaison solaire est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. L'inclinaison de l'axe des pôles sur le plan de l'orbite terrestre, entraîne que la déclinaison solaire varie au cours de l'année entre : -23° 27' au solstice d'hiver (22 décembre)

+ 23° 27' au solstice d'été (22 juin)

et elle est de 0° aux équinoxes : de printemps (21 mars) et d'automne (23 septembre) .

La déclinaison solaire peut être calculée par la relation suivante :

$$\delta = 23,45 \sin \left[360 + \frac{284 + J}{365} \right] \quad [\text{degré}] \quad (I-1)$$

avec : J : jour de l'année

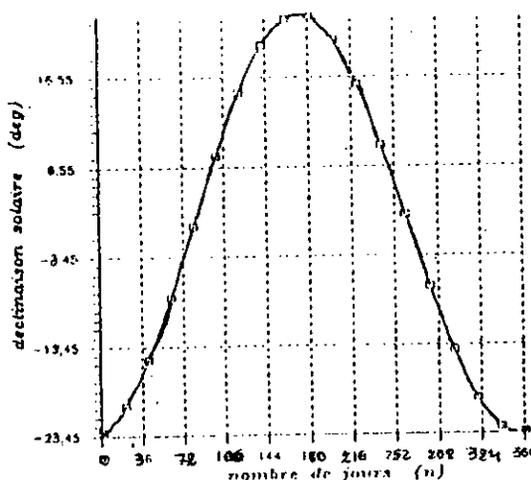


FIG I-2 : Variation de la déclinaison solaire en fonction du nombre de jours

1.3- Constante Solaire :

Le flux moyen sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons, placé en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé « constante solaire » I_{s0} d'une valeur de 1353 W/m^2 ; Cette valeur représente la moyenne sur l'année du flux extraterrestre . En effet, la trajectoire de la terre autour du soleil étant elliptique, il s'ensuit une variation saisonnière de $\pm 1,6 \%$ de la distance terre - soleil et donc une variation du flux .La relation suivante donne la valeur corrigé de Iso :

$$I_{s0} = 1353 (1 + 0,033 \cos J) \quad [\text{W/m}^2] \quad (1-2)$$

j : jour de l'année

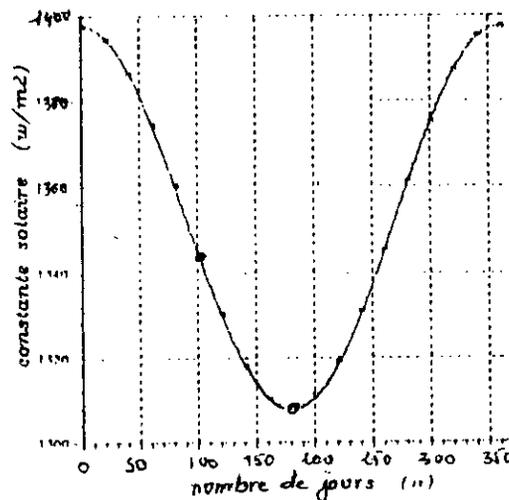


FIG 1-3 :Variation de la constante solaire au cours de l'année

1.4- Longitude et latitude :

Tout point sur la surface de la terre est repérer par deux coordonnés angulaire : la latitude et la longitude .

* La latitude est l'angle \varnothing_L formé, en un lieu donné , par la vertical du lieu avec le plan de l'équateur .

Elle varie de : $\varnothing_L = 0^\circ$ (à l'équateur) à $\varnothing_L = + 90^\circ$ pour l'hémisphère Nord.

et de $\varnothing_L = 0^\circ$ (à l'équateur) à $\varnothing_L = - 90^\circ$ pour l'hémisphère Sud

* **La longitude** est l'angle ψ formé , en un lieu donné par le plan méridien de GREENWICH en Angleterre . Il existe 24 méridiens séparés chacun de 15° , donnant naissance au 24 fuseaux horaires. Les lieux situés à l'Est, sont comptée avec le signe positif ($+\psi$) et ceux situés à l'Ouest avec signe négatif ($-\psi$) .

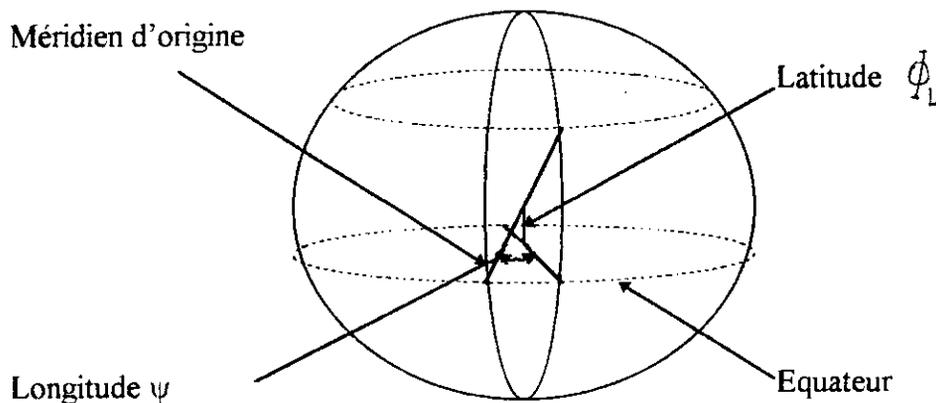


FIG 1.4 : Repérage d'un point à la surface de la terre

1.5- angle horaire :

Equivalent angulaire de l'arc de trajectoire solaire, comprise entre le midivrai et le soleil .
On le calcule sachant qu'il augmente de 15° par heure , par la relation :

$$\omega = \frac{360}{240} (\text{TSV} - 12) \quad (1-3)$$

TSV : Temps solaire vrai

1.6- Repérage du Soleil dans le Ciel :

La position du soleil dans le ciel pour un lieu et un temps donné, peut être représentée selon deux systèmes de coordonnées :

a / un système de coordonnées équatoriales, qui prend comme référence le plan de l'équateur et qui a comme coordonnées, la déclinaison solaire (δ) et l'angle horaire (ω), représenté par la figure (1-5b) :

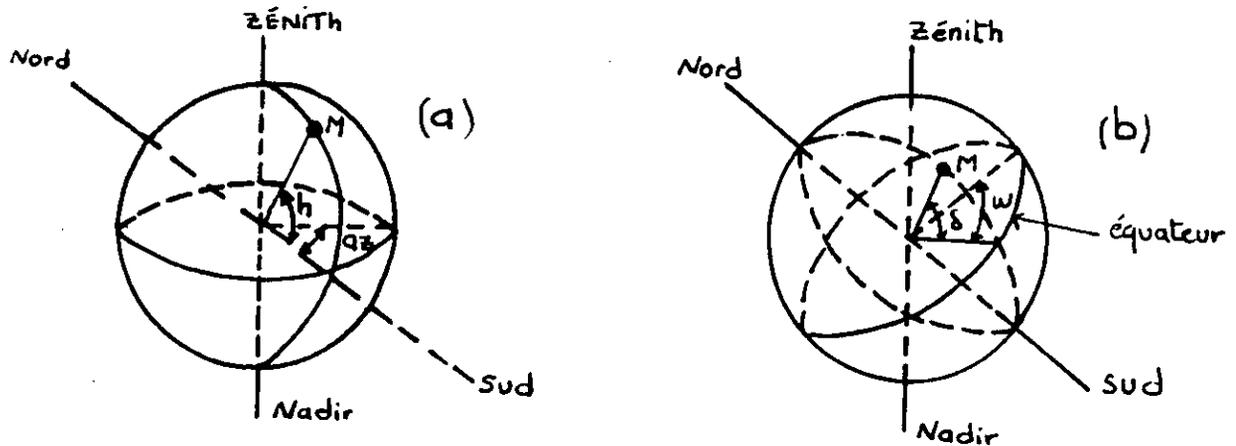


FIG 1-5 : Repérage du soleil dans le ciel .

b / Un système de coordonnées horizontales, constitué par le plan horizontal et la normale à ce plan, qui a comme coordonnées (FIG 1-5a) :

* **Azimuth** : angle (az) que fait la projection de la direction du soleil sur le plan du lieu, avec la direction du sud mesuré positivement vers l'ouest et négativement vers l'est .

* **Hauteur** : angle (h) que fait la direction du soleil avec sa projection, son complément avec la verticale est appelé angle Zénithal .

Ces deux angles (h et az) sont fonction de la latitude du lieu, de la date (jour de l'année) et de l'heure de la journée .

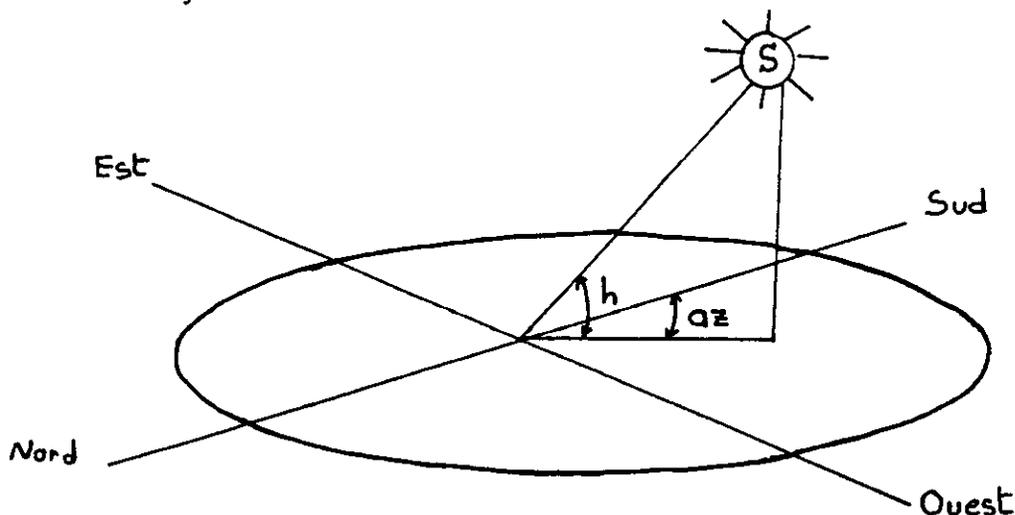


FIG 1.6 : La hauteur et l'azimuth

La hauteur et l'azimut sont exprimés en fonction de la latitude (φ_L), de la déclinaison solaire (δ) et de l'angle horaire (ω) par les relations [11] :

$$\sin h = \sin \varphi_L \sin \delta + \cos \varphi_L \cos \delta \cos \omega \quad (1-4)$$

$$\sin a_z = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos h} \quad (1-5)$$

* à midi vrai on a $\omega = 0 \longrightarrow \cos \omega = 1$ on remplaçant dans l'équation (1 - 4) :
 $\sin h = \sin \varphi_L \sin \delta + \cos \varphi_L \cos \delta = \cos (\varphi_L - \delta)$

Soit encore :

$$\cos \left(\frac{\pi - h}{2} \right) = \cos (\varphi_L - \delta)$$

et on trouve : $h = \frac{\pi}{2} - \varphi_L + \delta = h \text{ max}$ (1-6)

* heure de lever et de coucher du soleil :

Dans ce cas : $h = 0 \longrightarrow \sin h = 0$. On remplaçant dans l'équation (1 - 4) :

$$0 = \sin \varphi_L \sin \delta + \cos \varphi_L \cos \delta \cos \omega$$

Soit encore :

$$\cos \omega = - \frac{\sin \varphi_L \sin \delta}{\cos \varphi_L \cos \delta} = - \operatorname{tg} \varphi_L \operatorname{tg} \delta$$

et alors : $\omega = \arccos (- \operatorname{tg} \varphi_L \operatorname{tg} \delta)$ (1-7)

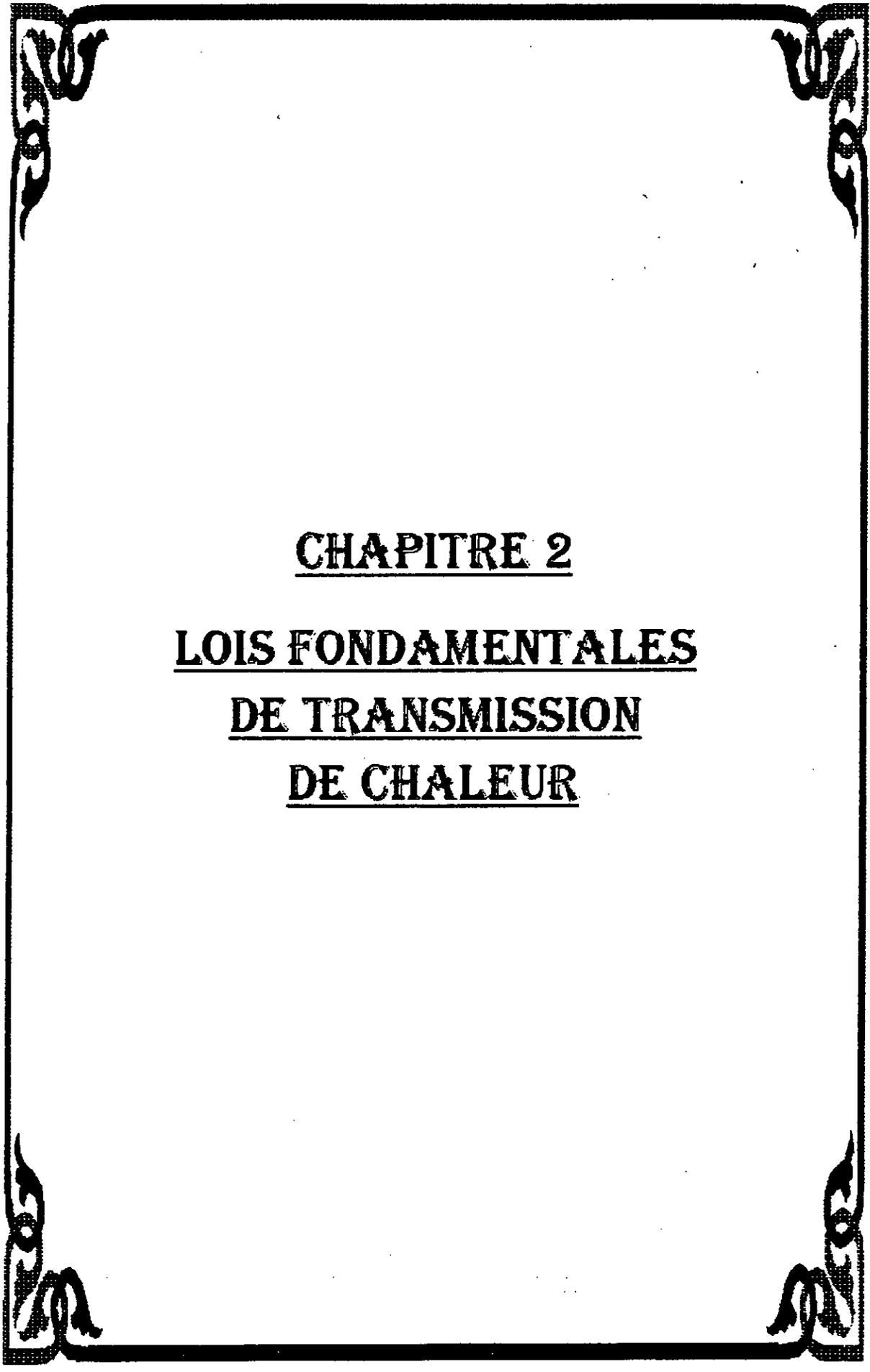
1.7- Distribution spectrale du flux solaire :

Des études entreprises par TEXAKARA [11] à partir des observations faites par satellite de la NASA , permettent d'assimiler le rayonnement du soleil aux rayonnement d'un corps noir porté à la température de 5762 K

Nature du rayonnement	Longueur d'onde (μm)	Energie solaire (%)	Energie du corps à 5762° K (%)
Ultra violet	$\lambda < 0,38$	7	9,9
Visible	$0,38 < \lambda < 0,78$	47,3	46,4
Infrarouge	$0,78 < \lambda < 15$	45,1	43,6

Tableau 1-2 : Répartition spectrale du flux solaire

On note que l'écart entre les résultats obtenus est inférieur à 3%, ce qui permet de supposer que le soleil rayonne, approximativement, comme un corps noir à la température de 5762 K



CHAPITRE 2
LOIS FONDAMENTALES
DE TRANSMISSION
DE CHALEUR

CHAPITRE 2 : LOIS FONDAMENTALES DE TRANSMISSION DE

CHALEUR

2.1-Conduction : La conduction est un phénomène au moyen duquel la chaleur s'écoule à l'intérieur d'un milieu (solide, liquide ou gazeux) d'une région à haute température vers une autre à basse température, ou entre différents milieux mis en contact. De l'énergie se propage par contact direct des molécules sans un déplacement appréciable des molécules. Le transfert d'énergie peut s'effectuer par contact élastique (par exemple dans les fluides) ou par diffusion des électrons à partir d'une région à haute température vers une région à basse température (par exemple dans les métaux).

La conduction est le seul mécanisme au moyen duquel, la chaleur peut s'écouler dans les corps solides, la conduction est importante également dans les fluides, mais dans ce cas, elle est accompagnée d'une transmission par convection et dans certains cas par rayonnement.

La relation fondamentale de la transmission de chaleur par conduction a été proposée par le savant Français J.B.J. FOURRIER en 1822. Elle établit que le flux de chaleur par conduction transmis dans le matériau est égal au produit des trois paramètres :

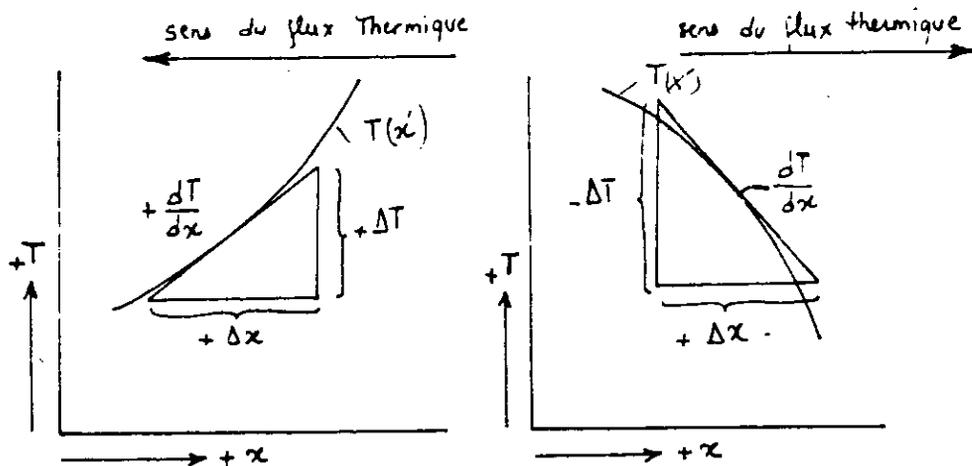


FIG 2-1 : Schéma représentant la convention de signe pour un écoulement de chaleur par conduction

- K : Conductibilité thermique
- A : Aire de la section à travers laquelle s'écoule la chaleur
- dT / dx : Le gradient de température

$$q = - K A \frac{dT}{dx} \quad (2-1)$$

L'équation générale de la conduction de chaleur, régissant la répartition des températures et l'écoulement de chaleur par conduction dans un solide ayant des propriétés physiques uniformes est :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{K} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-2)$$

où a est la diffusivité thermique

$$a = \frac{K}{\rho C}$$

Si le système ne contient pas de source de chaleur, l'équation se réduit à l'équation de Fourier

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-3)$$

Dans le cas d'un régime permanent et en présence de source de chaleur, l'équation devient l'équation de POISSON:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{K} = 0 \quad (2-4)$$

Pour un régime permanent et en absence de source de chaleur, la répartition des températures doit satisfaire l'équation de LAPLACE :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2-5)$$

Enfin si l'écoulement de chaleur est permanent et unidimensionnel, l'équation devient :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \Rightarrow \frac{dT}{dx} = \text{cst} \quad (2-6)$$

On trouve ainsi l'équation relative à la transmission de chaleur .

On peut aussi écrire, l'équation générale en coordonnées cylindrique et sphérique :

Cylindrique

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{K} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-7)$$

Sphérique

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (\sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta}) + \frac{\partial^2 T}{r^2 \sin^2 \theta \partial \varphi^2} + \frac{\dot{q}}{K} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-8)$$

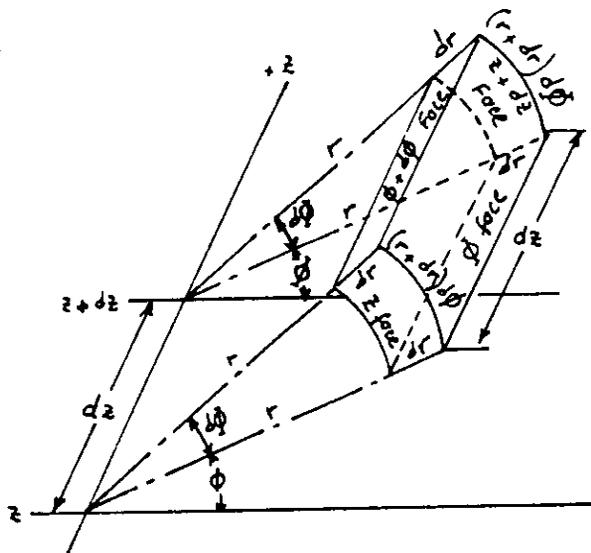


FIG 2-2 Système de coordonnées cylindriques

2.2- Convection :

La convection est un mode de transfert d'énergie, par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important du transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

La transmission de chaleur par convection est désigné, selon le mode d'écoulement du fluide par convection libre ou convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants, dus simplement aux différences de densités résultant des gradients de températures, on dit que la convection est naturelle ou libre.

Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée.

Le flux de chaleur transmis par convection, entre une surface et un fluide peut être évalué par la relation :

$$q_c = \bar{h}_c A \Delta T \quad (2-9)$$

q_c : Flux de chaleur par convection

A : L'aire de la surface de transmission de chaleur

ΔT : Différence entre la température de surface T_s et la température du fluide T_f

\bar{h}_c : Coefficient du transfert de chaleur

Cette relation a été proposée par le savant ISAAC NEWTON en 1701. Elle fut longtemps utilisée par les ingénieurs malgré que cette relation soit une définition de \bar{h}_c .

La détermination du coefficient d'échange de chaleur par convection est difficile car le mécanisme de convection est très complexe.

2.3- Rayonnement :

2.3.1 Définition :

On applique généralement le terme de « rayonnement » à tous les procédés qui, transmettent de l'énergie au moyen des ondes électromagnétiques . Le rayonnement se propage à la vitesse de la lumière .

2.3.2 Absorption, réflexion et transmission du rayonnement :

Lorsqu'un rayonnement tombe sur un corps , il est partiellement absorbé , partiellement réfléchi et transmis comme l'indique la figure (2 - 3) . La relation entre l'énergie absorbée , réfléchie et transmises s'écrit :

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (2 - 10)$$

dans laquelle :

α : Facteur d'absorption, c'est à dire la fraction du rayonnement incident absorbé par le corps .

τ : Facteur de transmission, c'est à dire la fraction du rayonnement incident transmis à travers le corps .

ρ : Facteur de réflexion, c'est à dire la fraction du rayonnement incident réfléchi par la surface du corps.

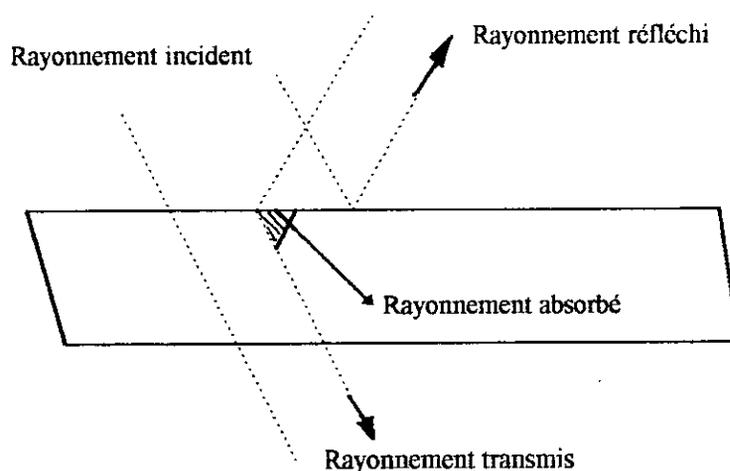


FIG 2-3 Réflexion, absorption et transmission du rayonnement

La réflexion du rayonnement peut soit être diffuse soit régulière . Si une surface est bien polie et lisse , l'angle d'incidence sera égale à l'angle de réflexion, et le rayonnement réfléchi se trouvera dans le plan d'incidence : c'est la réflexion régulière . La réflexion du rayonnement à partir d'une surface rugueuse , se dirige pratiquement dans toutes les directions : c'est la réflexion diffuse .

2.3.3 Le corps noir :

Le corps noir est un concept théorique qui peut être seulement approché dans la pratique . On appelle corps noir , tout corps absorbant tout le rayonnement qui lui parvient et n'en réfléchit rien .

2.3.4 Loi de STEFAN - BOLTZMAN :

On définit le pouvoir émissif total, par la quantité totale de rayonnement qu'émet un corps par unité de surface et de temps noté M . La puissance du rayonnement d'un corps noir (M_0), émis par unité de surface, est directement proportionnel à la puissance quatrième de la température absolue.

$$M_0 = \sigma T^4 \quad (2 - 11)$$

ou : $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \quad \text{W / m}^2 \cdot \text{K}^4$

σ : Constante de STEFAN - BOLTZMAN

Tous les corps émettent un rayonnement thermique, dont le flux est donné par la relation suivante :

$$M = \epsilon \sigma T_p^4 \quad (2 - 12)$$

Avec : T_p : Température absolue de la surface du corps .

ϵ : Emissivité du corps

2.3.5 Loi de KIRCHOFF :

Cette loi relie les propriétés émissives et absorbantes d'un corps . Elle indique que pour chaque longueur d'onde et chaque direction de propagation du rayonnement, émis par une surface où incident sur celle-ci , les émissivités et absorptivité monochromatiques directionnelles sont égales .

$$\epsilon_{\text{ox}, \lambda} = \alpha_{\text{ox}, \lambda} \quad (2 - 13)$$

2.3.6 Loi de WIEN :

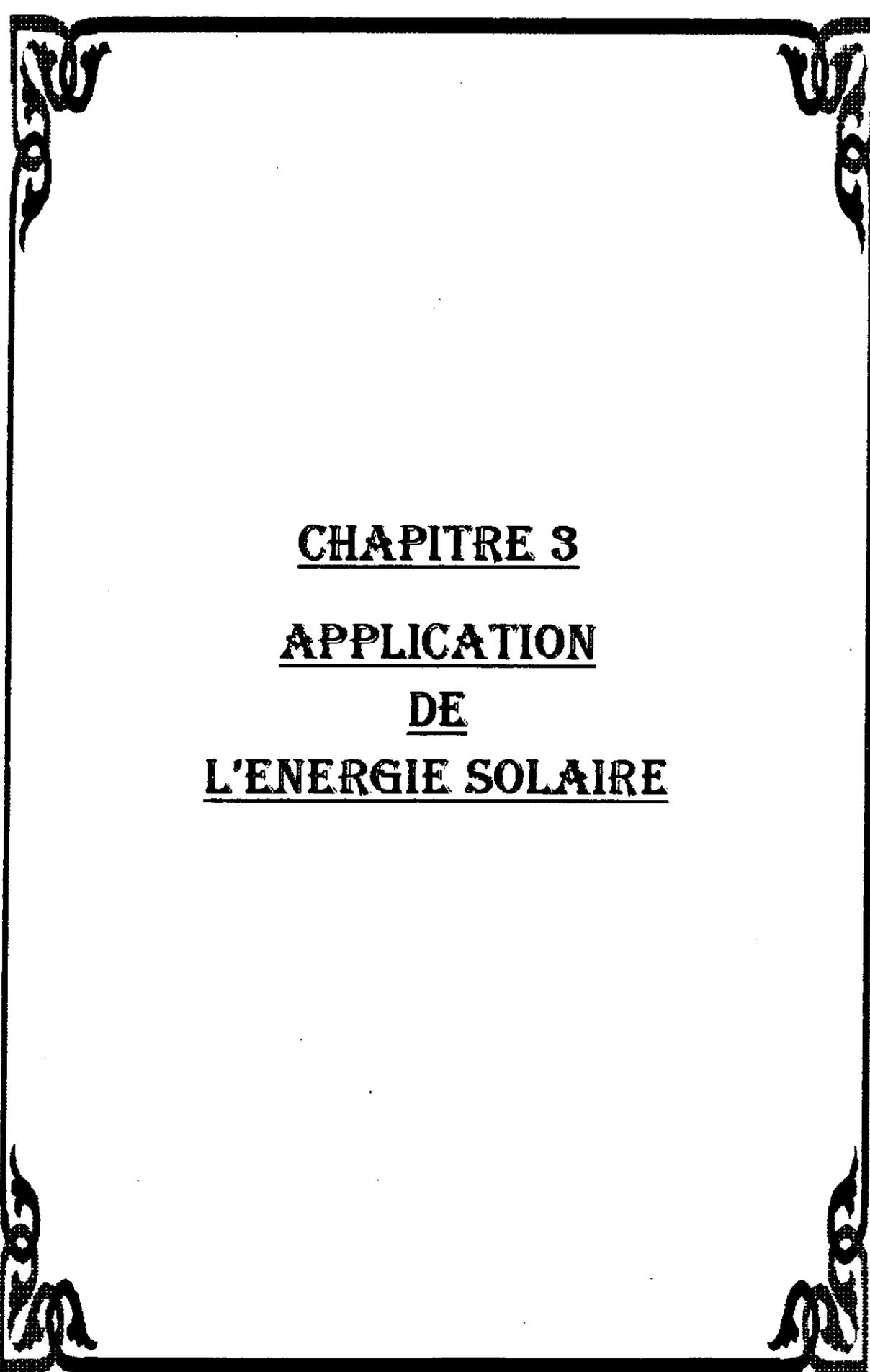
La relation entre la longueur d'onde λ_{max} à laquelle le pouvoir émissif monochromatique du corps noir $M_{\text{ox}, \lambda}$ atteint son maximum et la température absolue, est donné par la loi de déplacement de WIEN sous forme :

$$\lambda_{\text{max}} T = 2898 \mu \text{ } ^\circ\text{K} \quad (2 - 14)$$

2.4 L'EFFET de serre :

Cet effet résulte de la transmission sélective de certains matériaux, tels que le verre et quelques plastiques, qui sont quasiment transparent au rayonnement solaire, dont les longueurs d'onde sont comprise entre 0,3 et 3 μm [5], mais qui sont par contre, opaques pour les longueurs d'onde plus élevées .

Si un corps se trouve entouré d'une paroi en verre , il recevra la partie du rayonnement solaire, que le verre transmet pour les longueurs d'onde comprise entre 0,3 et 3 μm . Le corps dont la température s'élèvera , émettra en partie dans l'infrarouge, pour lequel le verre est opaque . Le rayonnement ainsi piégé se réfléchira sans cesse entraînant, à chaque fois une augmentation de température .



CHAPITRE 3
APPLICATION
DE
L'ENERGIE SOLAIRE

CHAPITRE 3 : APPLICATION DE L'ENERGIE SOLAIRE

3.1 Généralités :

L'énergie solaire peut être convertie en chaleur , en électricité, en énergie chimique , mais il faut distinguer les procédés directs et les procédés indirects .

Les conversions directes comprennent les conversion photothermique , photoélectrique et photochimique .

Les conversions indirectes utilisent la voie thermique et comprennent principalement , d'une part , les opérations purement thermiques qui ne font intervenir que des échanges de chaleur et , d'autre part , les opérations thermodynamiques pour les quelles on fait intervenir une source chaude et une source froide , cette dernière joue un rôle capital . Avec ces opérations thermodynamiques , l'énergie apparaît sous forme thermique ou mécanique (avec utilisation d'un fluide) ou bien sous forme électrique (thermoélectrique, thermoionique) .

3.2 Conversion photothermique :

Le processus de conversion le plus simple est la conversion photothermique, consistant en une transformation directe du rayonnement solaire en chaleur .

Quand le rayonnement solaire atteint la surface d'un corps , une partie du rayonnement est réfléchi , une autre partie traverse la matière, si celle-ci n'est pas opaque au rayonnement et une troisième partie est absorbée .

Quand le corps est opaque , l'absorption du rayonnement qui n'a pas été réfléchi ou diffusé, est totale dans une couche d'épaisseur plus au moins grande du corps considéré , cette couche étant extrêmement mince s'il s'agit d'un métal.

L'énergie ainsi reçue, se dissipe soit par conduction à l'intérieur du corps , soit par convection en surface , soit par émission d'un rayonnement propre au corps en question et dépendant de la nature et de température de sa surface .

La conversion photothermique de l'énergie solaire, comporte des applications très diverses et très éloignées, les unes des autres, au point de vue des températures d'exploitation. C'est en effet, ce type de conversion qui est réalisé dans les fours solaires, les chaudières solaires, ou pour la distillation solaire, le séchage agricole, le chauffage de l'eau ou de l'air par capteurs plans, pour des usages domestiques.

3.2.1 Four solaire :

Dans les fours solaires on réalise une concentration importante du rayonnement, généralement obtenue au moyen de miroirs paraboliques, qui exigent une construction particulièrement soignée.

Généralement, quand on parle de fours solaires, on pense aux installations à très hautes températures (jusqu'à 3500°C), cependant, il ne faut pas perdre de vue que des fours solaires à moyennes ou hautes températures, seraient intéressants s'ils pouvaient être développés dans le monde au profit de certaines industries, même de petites industries. Ces derniers types de fours font l'objet de diverses tentatives de mises au point, mais pour le moment il paraît qu'il ne sont pas encore entrés dans le domaine industriel.

Dans les fours solaires à très hautes températures, on sépare généralement en deux la fonction de captation du rayonnement solaire, de façon à obtenir un système à foyer fixe; pour cela, il ya un dispositif orienteur mobile, comportant une ou plusieurs surfaces planes, réfléchissant les rayons solaires dans une direction fixe sur un miroir parabolique fixe, qui concentre le rayonnement vers une zone d'utilisation située autour du point focal du paraboloïde. Cependant, pour certaines applications, on peut préférer qu'il y ait une seule surface réfléchissante pour capter et concentrer le rayonnement solaire; dans ce cas, l'appareil doit être constamment dirigé vers le soleil.

3.2.2 Chaudière solaire :

On peut construire des chaudières solaires de type industriel, constituées par des tubes métalliques, parcourus par un fluide caloporteur et absorbant l'énergie solaire, l'ensemble étant supporté par une structure convenable. Il y a avantage à ce que ces chaudières atteignent des températures élevées, pour obtenir le meilleur rendement selon le principe de CARNOT. La tendance de certains chercheurs est de considérer que la température souhaitable pour la source chaude d'une chaudière solaire de type industriel doit être celle des chaudières à vapeur classiques, et l'on sait, que les températures maximales à considérer sont voisines de 550°C ou légèrement plus pour une pression de 150 bars selon les normes admises.

Pour obtenir de telles températures, il faut recourir à la concentration du rayonnement solaire.

Le rayonnement concentré par un ou plusieurs miroirs parviendra dans le foyer ou se trouveront les surfaces absorbantes de la chaudière. Une telle chaudière est appelée parfois « chaudière à rayonnement », mais cette appellation ne paraît pas excellente ; un « appareil à rayonnement » pouvant aussi bien, être un appareil caractérisé par une émission de rayonnement. Il est beaucoup plus simple de n'employer que l'expression de « chaudière solaire ».

On admet généralement les définitions suivantes :

La surface de captation est la surface apparente des éléments réfléchissant, vue suivant l'axe principal du capteur ; les surfaces absorbantes apparentes sont les surfaces absorbantes, vues suivant l'axe principal du capteur ; la concentration géométrique est le rapport entre la surface de captation et la surface apparente des parois absorbantes.

Les pertes d'une chaudière par réflexion, rayonnement et convection doivent être aussi faibles que possible. Cela dépend du matériau absorbant et de la géométrie de la chaudière ; à ce sujet il faut remarquer que si l'on réduit le volume d'un appareil thermique, on réduit les pertes, et cela conduit à rechercher la plus grande concentration possible.

3.2.3 Distillateur Solaire :

Il reproduit, à plus petite échelle, le cycle de la production d'eau douce qui a lieu à la surface de la terre. Le rayonnement solaire, qui arrive sur la surface des fleuves, des lacs, des océans, est absorbé en grande partie sous forme de chaleur et il fait évaporer l'eau. La vapeur ainsi produite se mélange à l'air en mouvement, sous l'action des vents. Lorsque le mélange air-vapeur est refroidi au point de rosée, la condensation peut se produire et l'eau douce se précipite sous forme de pluie.

Un distillateur comprend une étendue d'eau brute limitée, sur laquelle est placée une couverture transparente, qui empêche l'air humide de s'échapper et forme une surface froide sur laquelle l'humidité peut se condenser partiellement. La couverture forme ainsi, un écran aux rayonnements infrarouges émis par la surface de l'eau.

La couverture a un angle d'inclinaison minimum de 10° , pour pouvoir recevoir le maximum de rayonnement et pour empêcher que l'eau distillée, qui s'écoule par gravité le long de la pente de la couverture, ne se mélange à l'eau brute.

La cuve contenant l'eau brute est étanchée et noircie pour bien absorber le rayonnement solaire. L'eau distillée est récupérée dans des gouttières en bas de la pente.

Dans une installation de distillation solaire d'eau brute en eau distillée, la production journalière est aléatoire. Elle dépend de l'intensité du rayonnement solaire; elle est maximale le jour et peut éventuellement devenir nulle la nuit, les jours à ciel couvert. Ces variations, à court et à long terme, nécessitent un stockage de l'eau distillée, la demande en eau étant généralement uniforme.

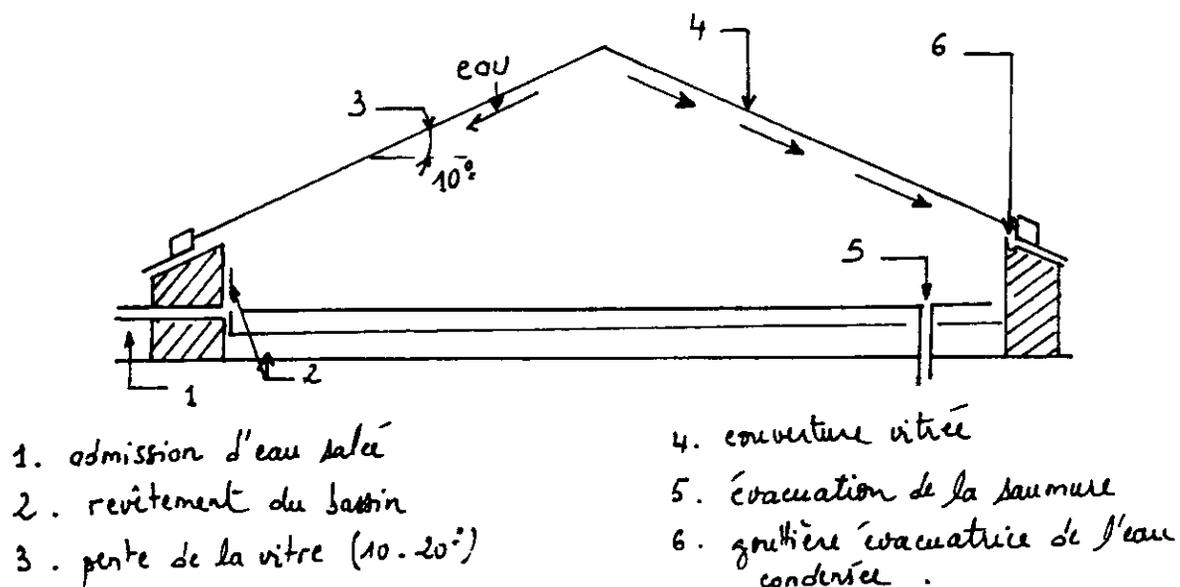


FIG 3-1 : Schéma d'un appareil à distillation

3.3 Conversion photoélectrique :

La conversion photoélectrique est une voie d'avenir très intéressante , mais les recherches se poursuivent encore pour trouver le meilleur matériau à utiliser , les photopiles au silicium étant de faible rendement et de coût encore très élevé. Néanmoins la photoélectricité a déjà fait l'objet d'applications industrielles .

Effet photovoltaïque est une conversion directe, en énergie électrique de l'énergie des photos émis par le soleil . Les cellules dites « photovoltaïque » sont essentiellement, constituées de couples semi-conducteurs sous l'action de la lumière . Elles deviennent, le siège d'une force électromotrice , qui croît avec l'intensité de la lumière .

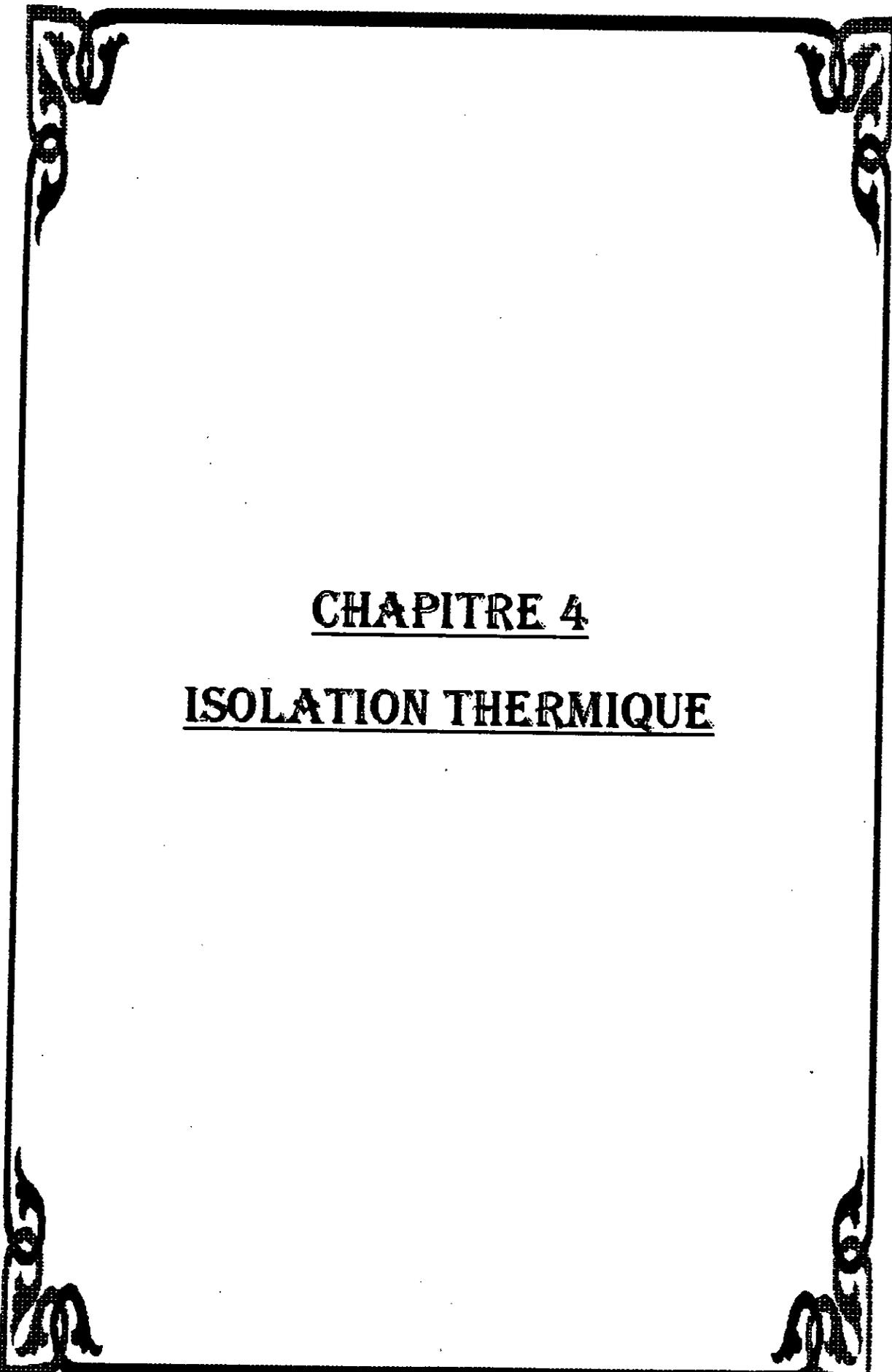
3.4 Conversion thermoionique :

Tout gaz porté à une température très élevée, supérieur à 2000°C , s'ionise spontanément en formant un plasma . Cette ionisation peut être obtenue grâce au rayonnement solaire qui permet d'atteindre de hautes températures requises . Des recherches de laboratoire sont en cours, pour obtenir à partir d'un plasma une différence de potentiel, pouvant être utilisée, pour produire la circulation d'un courant électrique dans un circuit . Cependant des résultats industriellement exploitables n'ont pas encore été obtenues .

3.5 Conversion photochimique et photoélectrochimique :

On peut utiliser le rayonnement solaire , sans le convertir en chaleur , pour produire directement des réactions photochimiques, qu'on classe actuellement en trois catégories :

- a) réactions photochimiques réversibles, permettant le stockage d'énergie .
- b) réactions photochimiques irréversibles produisant des combustibles ou de l'électricité .
- c) réactions photochimiques permettant de faire la synthèse de certaines molécules et d'obtenir ainsi des produits utilisables industriellement .



CHAPITRE 4

ISOLATION THERMIQUE

CHAPITRE 4 : ISOLATION THERMIQUE

4.1- Généralités :

L'isolation joue un rôle important dans les applications thermiques de l'énergie solaire , au niveau des absorbeurs , de la tuyauterie et de la cuve de stockage . Deux sortes de matériaux sont suggérées pour l'isolement de l'absorbeur , qui sont :

a) Des fibres organiques , caractérisées par des températures de fusions relativement élevées , de faible densités , des poids spécifiques faibles et une bonne résistance aux conditions atmosphériques .

	Fibre de verre	Téflon	Dacron	Orlon	Nylon
Température de résistance (°c)	315	274	150	135	120
Densité (m / Kg)	185 à 350	-	15 à 30	15 à 30	15 à 30

Tableau (4 - 1) : Fibres pour isolation thermique

b) Des écumes plastiques (exemple : écumes de polyuréthane) caractérisées par de faible coefficient de conductibilité, de faible poids et une bonne longévité . Elle adhèrent fortement au bois , au métal et aux autres plastiques . Les écumes de polyuréthannes deviennent très collantes immédiatement après être mélangées mais cuisent rapidement dans les récipients les contenant .

	Polyuréthane
Coefficient de conductibilité thermique (W/m. °c)	0,018
Température maximale de service (°c)	177

Tableau (4 - 2) : Propriétés typique d'écume polyuréthane

Les écumes plastiques offrent la possibilité de construire de solide structure mixtes, avec un minimum coût de montage .

4.2 Isolation de la cuve de stockage :

4.2.1 Epaisseur optimale de l'isolant :

Pour développer une relation mathématique qui donne l'épaisseur optimale de l'isolant thermique d'une cuve cylindrique, on considère un tube cylindrique de diamètre interne D_i , de diamètre externe D_e , maintenu à une température moyenne de stockage T_s .

Ce tube est recouvert d'une couche d'isolant (exemple : polyuréthane, polyéthylène, laine de verre, laine de roche, liège granulé, mousse de résine artificielle) d'épaisseur e voir figure (4 - 1).

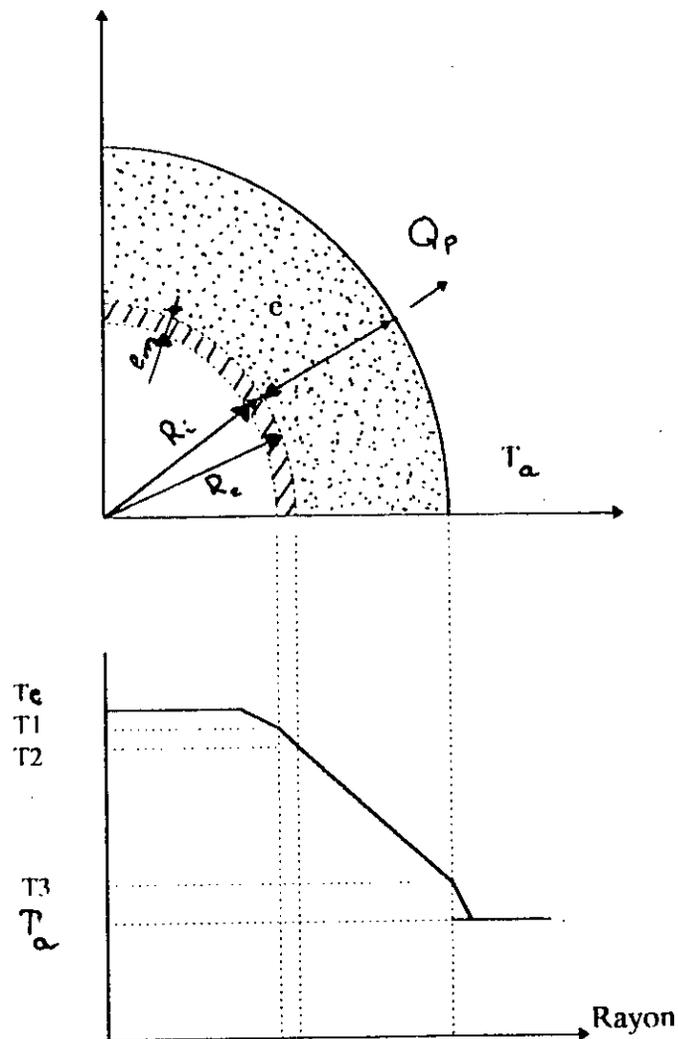


FIG. 4 - 1 : Evolution de la température à travers une tuyauterie calorifugée

Considérons une tuyauterie calorifugée . Dans les relations suivantes nous avons :

$$Q_p = 2\pi R_i L_c \cdot h_s \cdot (T_c - T_1) \text{ transfert de chaleur par convection entre le fluide et le tube .}$$

$$Q_p = \frac{2\pi L_c K_m (T_1 - T_2)}{\ln \left(1 + \frac{e_m}{R_i} \right)} \text{ transfert de chaleur par conduction à travers le tube .}$$

$$Q_p = \frac{2\pi L_c K (T_2 - T_3)}{\ln \left(1 + \frac{e}{R_e} \right)} \text{ transfert de chaleur par conduction à travers l'isolant .}$$

$$Q_p = 2 (R_e + e) L_c \pi h_a (T_3 - T_a) \text{ transfert de chaleur par convection entre l'isolant et l'air .}$$

Avec K : conductibilité thermique de l'isolant .

K_m : conductibilité thermique du tube .

h_s : coefficient d'échange de chaleur par convection entre le fluide et le tube .

L_c : longueur du tube .

En faisant la somme des différences de température obtenues de chacune des expressions ci-dessus , on obtient :

$$T_c - T_a = \frac{Q_p}{2\pi L_c} \left[\frac{1}{h_s R_i} + \frac{1}{h_a (R_e + e)} + \frac{\ln \left(1 + \frac{e_m}{R_i} \right)}{K_m} + \frac{\ln \left(1 + \frac{e}{R_e} \right)}{K} \right]$$

Mais, h_s et K_m sont grands (supérieurs à $50 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$ et $15 \text{ w/m} \cdot \text{k}$ respectivement) par rapport à h_a et à K (de l'ordre de $10 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$ et $0,1 \text{ w/m} \cdot \text{k}$ respectivement) , et par conséquent , on peut négliger les termes comprenant h_s et K_m , vis à vis de ceux comprenant h_a et K .

Nous retiendrons donc comme formule fondamentale, donnant la déperdition d'un élément de tuyauterie de longueur égale à l'unité (1 m) :

$$Q_p = \frac{2\pi (T_c - T_a)}{\frac{1}{K} \ln \left(1 + \frac{e}{R_e} \right) + \frac{1}{h_a (R_e + e)}}$$

$$Q_p = \frac{2\pi K \Delta T}{\frac{\ln(1 + \frac{e}{Re})}{Re} + \frac{k/ha}{(Re + e)}} \quad (4-1)$$

ou ΔT : différence de température entre l'intérieur de la cuve et le milieu ambiant

L'équation (4 - 1) est fondamentale, pour l'étude des performances thermiques de stockage d'énergie dans une cuve cylindrique .

D'après l'équation (4 - 1) , on constate que la puissance perdue par unité de longueur Q_p , est fonction de trois principaux paramètres qui sont :

- L'épaisseur de l'isolant
- La conductibilité thermique de l'isolant
- La différence de température (stockage interne - milieu ambiant) .

4.2.2 Evolution des pertes thermique :

4.2.2.1 Puissance perdue en fonction de l'épaisseur de l'isolant :

La figure (4 - 2) représente l'influence de l'épaisseur de l'isolant sur les pertes thermiques de la cuve, pour un écart de température ΔT égal à 30°C.

L'équation (4 - 1) a permis d'évaluer les pertes thermiques en fonction de l'épaisseur de trois types d'isolants et pour une différence de température eau chaude - milieu ambiant , fixée à 30°C , sachant que la conductibilité thermique de l'isolant, dépend de sa masse volumique et de sa température moyenne donc de ΔT . Grossièrement, nous distinguons trois zones de pertes thermiques :

ZONE 1 :

Nous constatons une décroissance rapide des pertes pour de faibles accroissements de l'épaisseur de l'isolant .

ZONE 2 :

La décroissance des pertes est moins prononcée, mais cette zone reste économiquement la plus rentable .

ZONE 3 :

La variation des pertes thermiques, en fonction de l'épaisseur, se fait lentement dans un intervalle d'épaisseur très grand.

Dans ces trois observations, il en ressort que l'épaisseur optimale se situe entre 2 et 6 cm, cette même figure nous permet de constater, qu'énergiquement le polyuréthane de masse volumique 30 Kg / m³ reste le plus favorable, car il lui correspond des valeurs de la conductibilité les plus faibles.

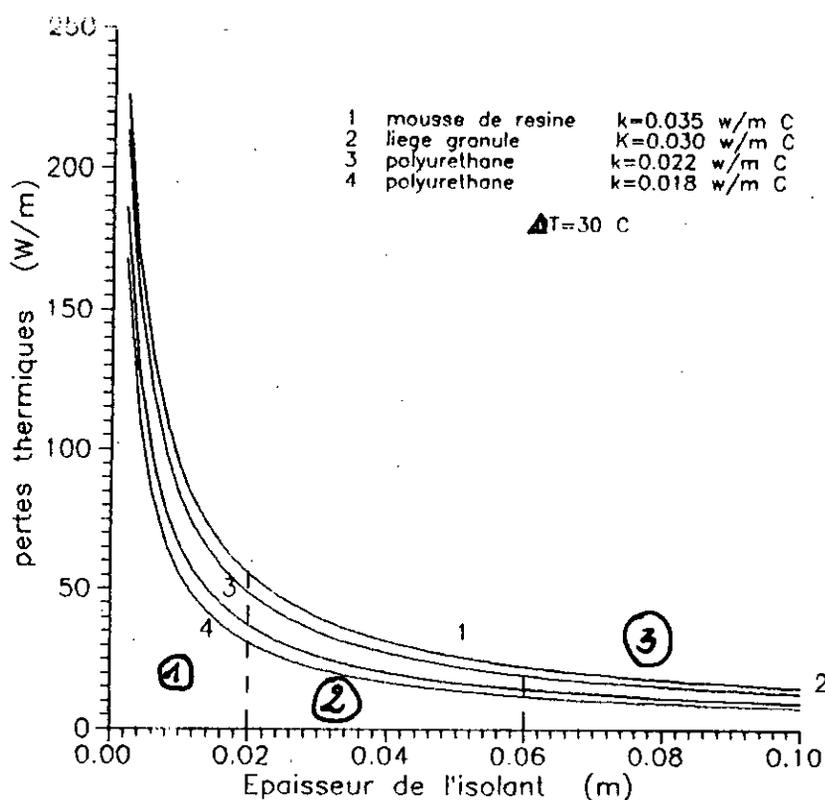


FIG 4 - 2 Influence de la conductibilité thermique des différents isolants

4.2.2.2 Puissance perdue en fonction de ΔT :

Les figures (4 - 3) et (4 - 4) montrent que le polyuréthane, comparé à d'autres isolants, est performant et cela pour une épaisseur de 4 et 5 cm.

◇◇ polyuréthane $K = 0,018 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 □□ polyuréthane $K = 0,022 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 ▲▲ Liège granulé $K = 0,030 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 ○○ mousse de résine $K = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

◇◇ polyuréthane $K = 0,018 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 □□ polyuréthane $K = 0,022 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 ▲▲ Liège granulé $K = 0,030 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 ○○ mousse de résine $K = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

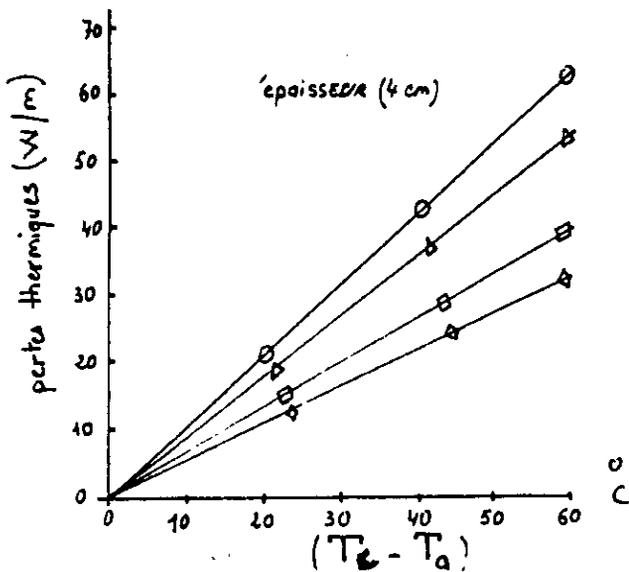


FIG 4 - 3 : Pertes thermiques en fonction de $(T_c - T_a)$

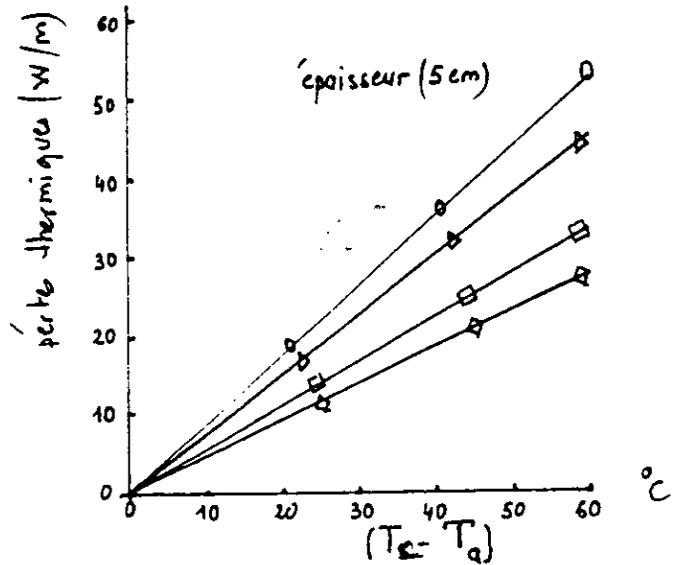


FIG 4 - 4 : Pertes thermiques en fonction de $(T_c - T_a)$

{ INCORPORER Equation.2 }

	Conductibilité thermique $\text{w/m}^\circ\text{K}$	Température Moyenne $^\circ\text{C}$	Densité Kg / m^3
Polyurethane	0.018	25	28
Polyuréthane	0.022	20	32
Liège granulé	0.030	20	50
Laine de verre	0.035	20	15

Tableau (4 - 5) : Propriétés physiques des isolants

4.2.2.3 Calcul de température moyenne de stockage

Le rayonnement solaire apporte une énergie très importante, qui est susceptible d'être captée par le capteur . La capacité optimale d'emmagasiner de cette énergie dépend essentiellement du temps d'ensoleillement , du rayonnement et des performances thermique du système de captage .

La figure (4 - 6), montre un modèle simplifié du processus de stockage, pour une cuve de stockage non stratifiée .

Le bilan énergétique de la cuve s'écrit :

$$\dot{M} C_p \frac{dT_c}{dt} = Q_u - Q_c - Q_p \quad (4-2)$$

ou

$$Q_c = \dot{m} C_p (T_s - T_e) \quad (4-3)$$

$$Q_p = U A (T_c - T_a) \quad (4-4)$$

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_u - T_r) \quad (4-5)$$

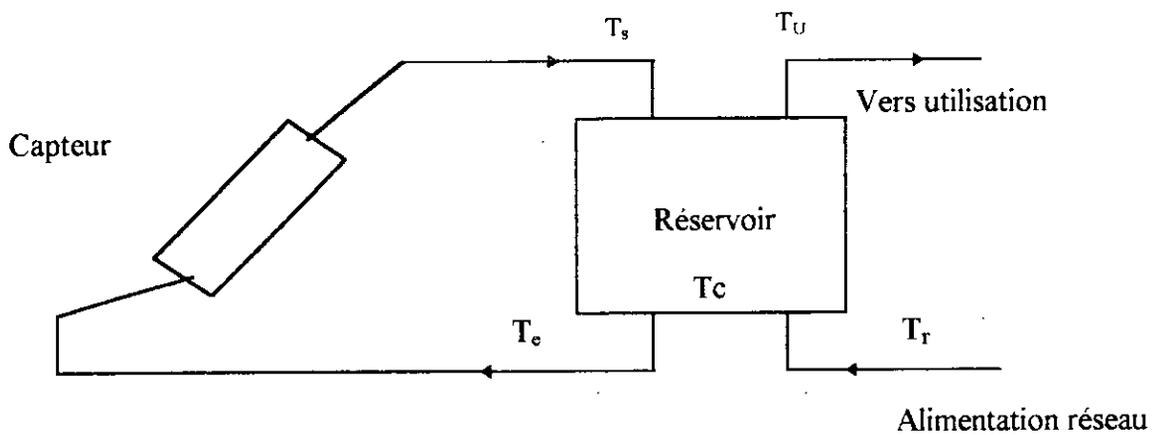


FIG (4-6) : Processus de stockage d'énergie

Q_u : Energie utile de stockage

Q_p : Energie perdue par convection

Q_c : Energie perdue par puisage

\dot{M} : Masse du fluide dans la cuve

C_p : Chaleur spécifique du fluide

Pour simplifier les calculs on pose :

$$G_s = \dot{M} / A \quad \text{et} \quad G_c = \dot{m} / A$$

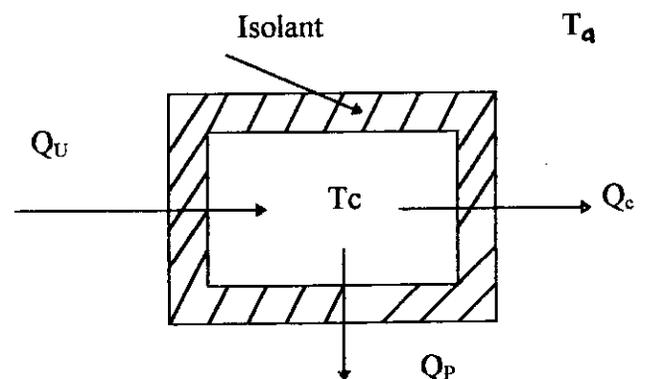


FIG (4-7) : Bilan énergétique de la cuve

On introduisant les équations (4 - 2), (4-5) et (4-5) dans l'équation (4-2) , le bilan énergétique devient alors :

$$G_s C_P \frac{dT_c}{dt} = G_s C_P (T_s - T_e) - G_c C_P (T_u - T_r) - U(T_c - T_a) \quad (4-6)$$

La solution de l'équation (4 - 6) est donnée par :

$$T_{c_i} = T_{c_{i-1}} + \frac{1}{G_s C_P} [G_s C_P (T_s - T_e) - G_c C_P (T_u - T_r) - U(T_c - T_a)] \quad (4-7)$$

$T_{c_{i-1}}$: est la température initiale du fluide

U : Coefficient global des pertes par convection de la cuve

T_c : Température d'entrée du fluide au capteur

T_s : Température de sortie du fluide au capteur

T_r : Température de réseau d'alimentation

T_u : Température d'utilisation

T_a : Température ambiante

Pour la première itération on prendra $T_{c_{i-1}} = T_{c_0} = T_i$ sans puisage .

$$Q_c = \dot{m} C_P (T_u - T_r) = 0 \quad (4-8)$$

et l'équation (4 - 7) devient :

$$T_{c_i} = T_{c_{i-1}} + \frac{1}{G_s C_P} [G_c C_P (T_s - T_e) - U(T_c - T_a)] \quad (4-9)$$

4.3 - Isolation de la cuve de stockage :

L'absorbeur doit transmettre l'énergie, qu'il capte au fluide caloporteur, en évitant les pertes par conduction, convection et par rayonnement, des différentes parties périphériques vers l'extérieur. Les solutions adoptées sont les suivantes :

a) La partie avant l'absorbeur

La lame d'air d'épaisseur e située entre la vitre et l'absorbeur se comporte comme un isolant vis à vis de la transmission par conduction, mais si e est trop grande, une convection naturelle de l'air intervient, ce qui entraîne des pertes non négligeables par convection.

Les conditions optimales, d'après CHAPMAN, sont :

$$e^3 \Delta T = e^3 (T_u - T_r) < K$$

K : Conductibilité, dépendant du fluide considéré

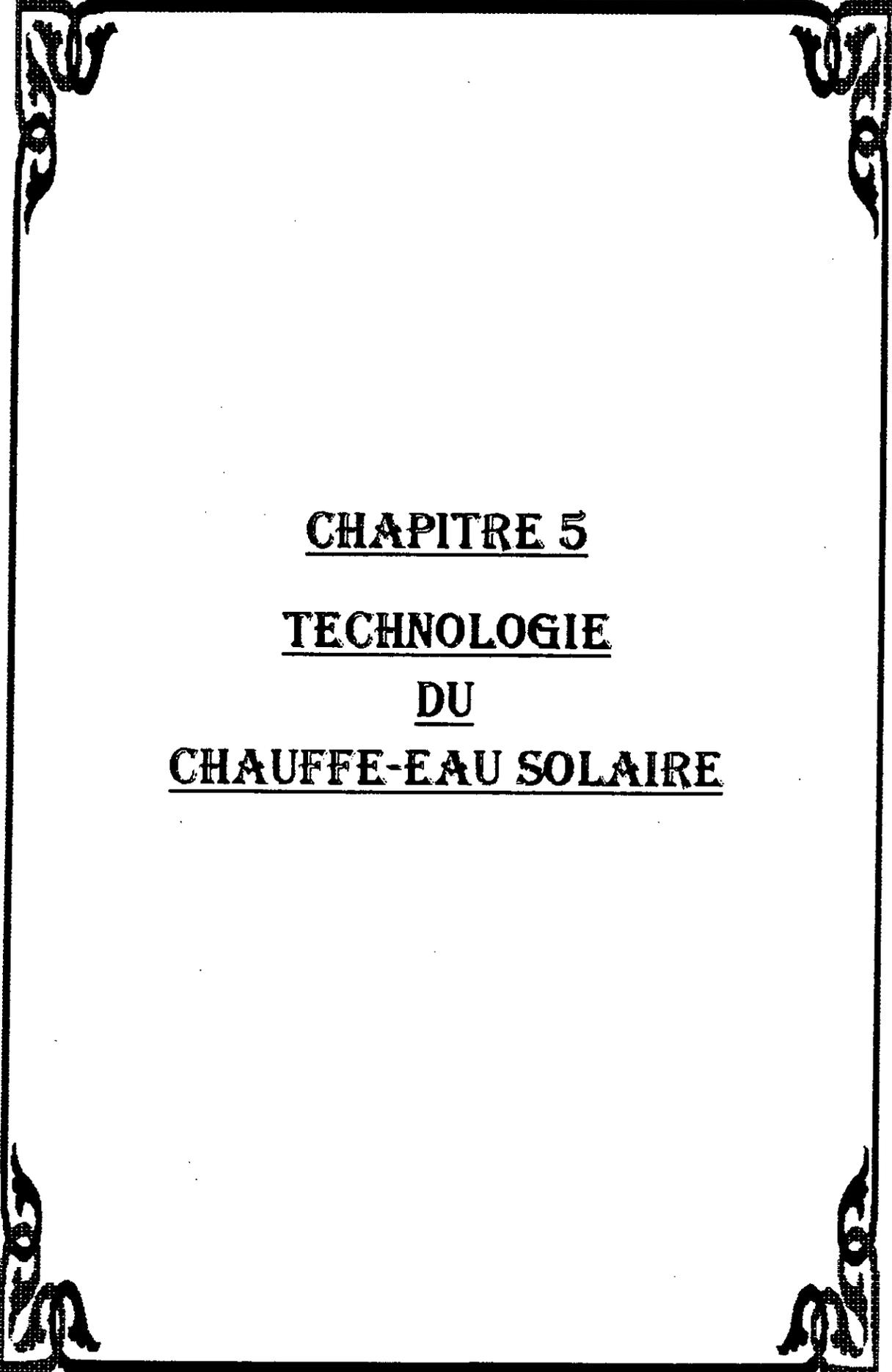
T_u : Température d'utilisation

T_r : Température du réseau d'alimentation

Pour les températures usuelles de fonctionnement du capteur plan, on prend $e \approx 2,5$ cm.

b) La partie arrière et latérale

On place un isolant (laine de verre, polyuréthane.....) sur ces parties, afin de limiter les pertes par conduction et par convection à la périphérie.



CHAPITRE 5
TECHNOLOGIE
DU
CHAUFFE-EAU SOLAIRE

CHAPITRE 5 : TECHNOLOGIE DU CHAUFFE - EAU SOLAIRE

5.1 Description du capteur plan :

5.1.1 Introduction :

Tout système de conversion thermique de l'énergie solaire comprend les éléments suivants :

- une surface de capteur solaire .
- un circuit caloporteur permettant de transférer l'énergie extraite du capteur à l'appareil d'accumulation .
- un stockage thermique .
- un réseau de distribution .

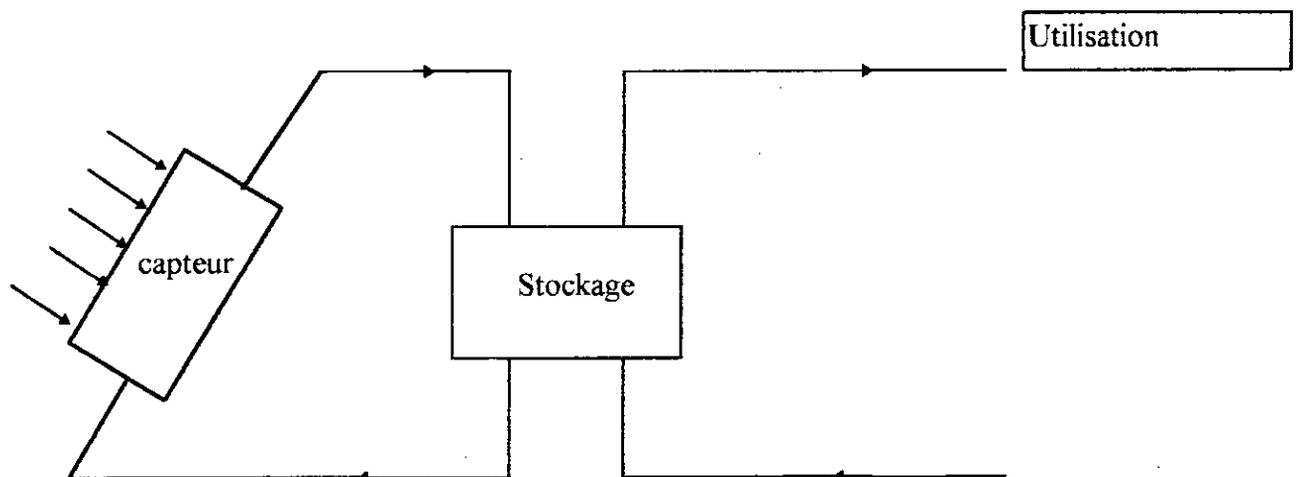


FIG 5.1 : Schéma principe d'une installation

Pour un capteur plan , il est constituée de trois parties :

- la couverture transparente .
- l'absorbeur ou s'effectue la conversion thermique .
- l'isolant .

5.1.2 La couverture transparente :

5.1.2.1 Propagation du rayonnement dans les milieux semi-transparents :

Loi de DESCARTES :

Si n_1 et n_2 désignent les indices de réfraction de deux milieux séparés par le même plan, un rayon frappant l'interface avec une incidence i , sera partiellement réfléchi et partiellement réfracté. Le rayon réfracté aura une incidence θ_r telle que [11] :

$$\frac{\sin i}{\sin \theta_r} = \frac{n_1}{n_2}$$

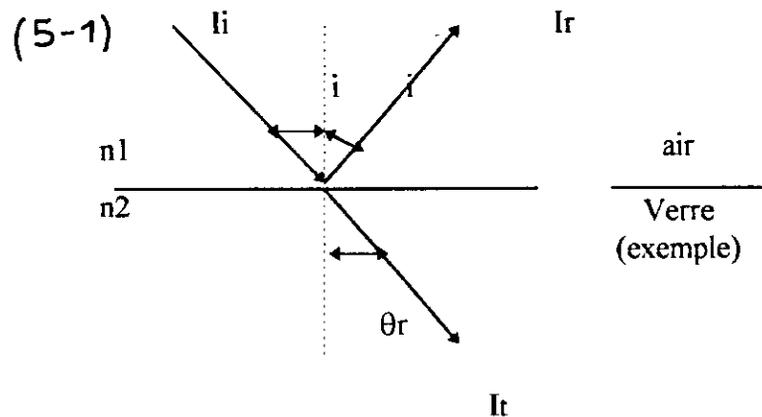


FIG 5.2 : Rayon incident , réfléchi et transmis

Loi de BOUGER :

Soit I_0 l'intensité d'un rayonnement pour la longueur d'onde λ , pénétrant selon la direction OX , dans un milieu semi-transparent.

A une profondeur de pénétration d'abscisse x (la surface étant l'origine des abscisses), le rayonnement subit une atténuation et n'aura plus qu'une intensité $I_{\lambda x}$, cette atténuation de l'intensité sur le trajet élémentaire dx peut s'écrire selon la loi de BOUGER [3] comme suit :

$$d I_{\lambda x} = -I_{\lambda x} k_{\lambda} dx \quad (5-2)$$

k_{λ} : est coefficient d'extinction correspondant à la longueur d'onde λ son unité est le mètre⁻¹.

On intégrant l'équation (5 - 2) on trouve :

$$\ln \frac{I_{\lambda x}}{I_{\lambda 0}} = -k_{\lambda} x \quad \text{ou} \quad I_{\lambda x} = I_{\lambda 0} e^{-k_{\lambda} x} \quad (5-3)$$

On définit le coefficient de transmission τ'_{λ} correspondant à la longueur d'onde λ par la formule suivante:

$$\tau'_{\lambda} = e^{-k_{\lambda} x} \quad (5-4)$$

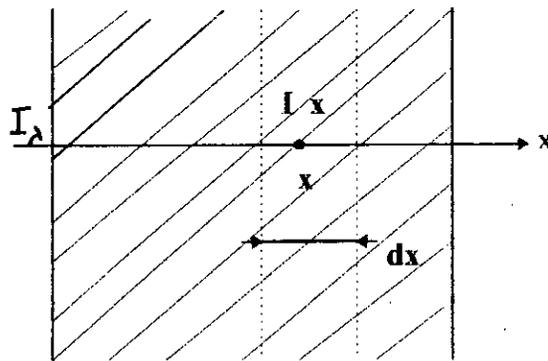


FIG 5.3 : Propagation du rayonnement dans un milieu semi-transparent

Cependant le coefficient de transmission d'un verre est constant dans la bande d'émission du soleil et qui est d'environ de $0,3$ à $3\mu\text{m}$ (voir Fig. 5 - 5). Par conséquent, on peut considérer le verre comme un corps gris, dans ce cas $k_{\lambda} = k$

$$\text{et } \tau'_{\lambda} = \tau' = e^{-k x}$$

Pour une lame de verre d'épaisseur L on a :

$$\tau' = e^{-\frac{kL}{\cos \theta_r}} \quad (5-5)$$

θ_r : est l'angle de réfraction .

Loi de FRESNEL :

Le rayonnement incident , I_0 peut être décomposé en deux composantes , l'une dans le plan d'incidence ($I_{0//}$) , l'autre dans le plan perpendiculaire ($I_{0\perp}$) . De même pour le rayonnement réfléchi I_r et transmis I_t .

On caractérise la réflectivité d'une interface par deux coefficients $\rho'_{//}$ et ρ'_{\perp} , correspondant aux deux directions de polarisation du rayon incident , dans les directions perpendiculaire et parallèle au plan d'incidence .

Ces coefficients sont donnés par les lois de FRESNEL [11] :

$$\rho'_{//} = \frac{\sin (i - \theta_r)}{\sin (i + \theta_r)} \quad (5-6)$$

$$\rho'_{\perp} = \frac{\operatorname{tg} (i - \theta_r)}{\operatorname{tg} (i + \theta_r)} \quad (5-7)$$

ou i est l'angle d'incidence et θ_r l'angle de réfraction .

Loi de STOCKS :

Pour une lame de verre d'épaisseur L , les coefficients de réflexion , de transmission et d'absorption seront donnés par les relations suivantes [11] :

$$\rho(\rho', \tau') = \rho' \left[\frac{1 + \tau' (1 - \rho')^2}{1 - \rho'^2 \tau'^2} \right] \quad (5-8)$$

$$\tau(\rho', \tau') = \frac{\tau' (1 - \rho')^2}{1 - \rho'^2 \tau'^2} \quad (5-9)$$

φ' prenant successivement les valeurs $\varphi'_{//}$ et φ'_{\perp} , chacune de ces relations donne deux valeurs correspondant respectivement aux deux directions de polarisation du rayonnement incident. τ' à une valeur unique :

$$\tau' = e^{-\frac{kL}{\cos \theta r}} \quad (5-10)$$

Lorsque le rayon incident n'a pas une direction de polarisation privilégiée alors :

$$\varphi = \frac{1}{2} [\varphi(\varphi'_{//}, \tau') + \varphi(\varphi'_{\perp}, \tau')] \quad (5-11)$$

$$\tau = \frac{1}{2} [\tau(\varphi'_{//}, \tau') + \tau(\varphi'_{\perp}, \tau')] \quad (5-12)$$

et $\alpha = 1 - \varphi - \tau$

Dans le cas où l'on a plusieurs lames parallèles (double, triple vitrage....), on peut démontrer [12] :

$$\tau_{N+1}(\varphi', \tau') = \frac{\tau(\varphi', \tau') \tau_N(\varphi', \tau')}{1 - \varphi(\varphi', \tau') \varphi_N(\varphi', \tau')} \quad (5-13)$$

et

$$\varphi_{N+1}(\varphi', \tau') = \varphi_N(\varphi', \tau') + \frac{\varphi(\varphi', \tau') \tau_N^2(\varphi', \tau')}{1 - \varphi(\varphi', \tau') \varphi_N(\varphi', \tau')} \quad (5-14)$$

et comme précédemment :

$$\varphi = \frac{1}{2} [\varphi_N(\varphi'_{//}, \tau') + \varphi_N(\varphi'_{\perp}, \tau')] \quad (5-15)$$

et

$$\tau = \frac{1}{2} [\tau_N(\varphi'_{//}, \tau') + \tau_N(\varphi'_{\perp}, \tau')] \quad (5-16)$$

5.1.2.2 Caractéristique de la couverture transparente :

a) La couverture transparente la plus utilisée est le verre . Ce dernier, joue un rôle important dans un capteur solaire et qui consiste à provoquer effet de serre et réduire les pertes par convection .

b) La courbe $\tau (\lambda)$ de la figure (5 - 4) si dessous, représente le coefficient de transmission d'un vitrage standard .

On peut constaté que : $\tau (\lambda) = \text{cst}$ pour $0,2 \mu\text{m} \leq \lambda \leq 2,6 \mu\text{m}$

C'est à dire la transmission du verre peut être considérée comme constante :

- pour tout le rayonnement visible
- pour tout le spectre solaire (97% du spectre solaire hors atmosphère est compris

entre $0,2\mu$ et $2,6\mu\text{m}$) .

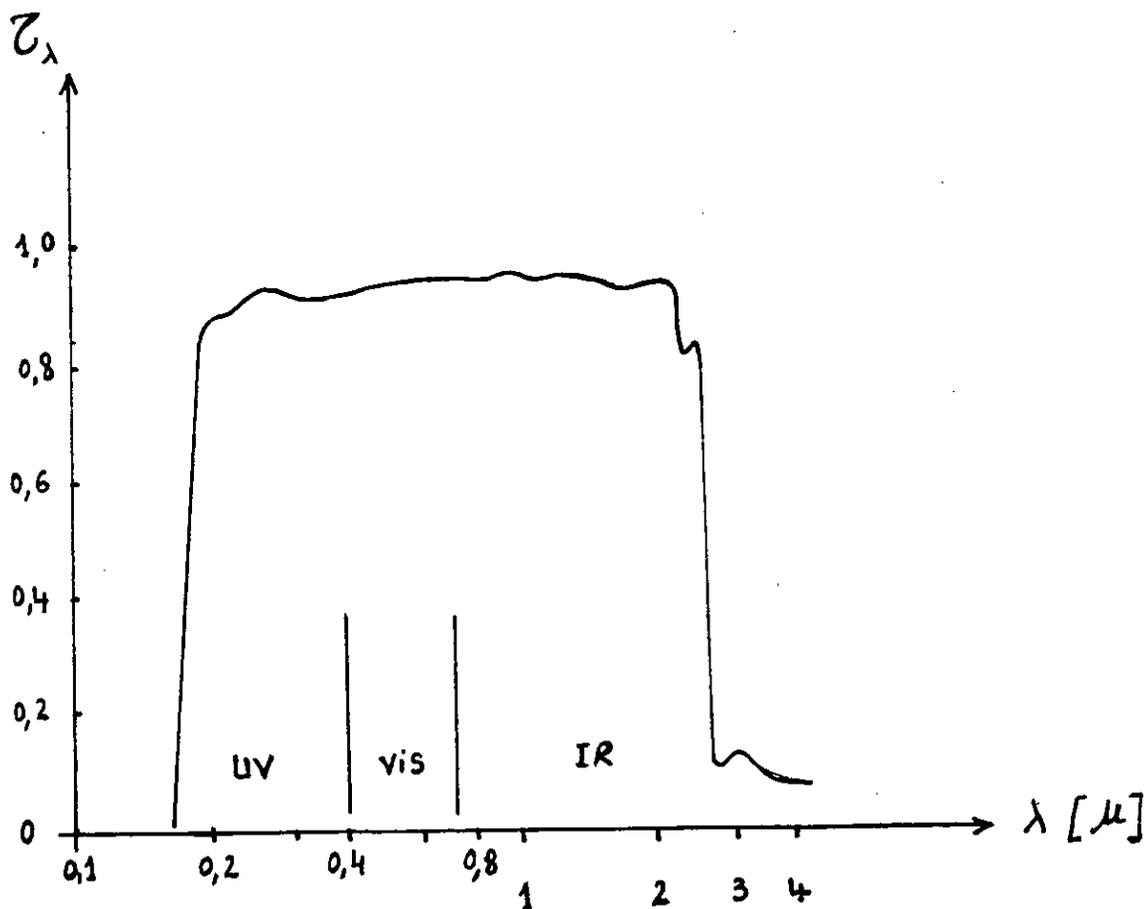


FIG 5.4 : Coefficient de transmission monochromatique d'une lame de verre en fonction de la longueur d'onde (Echelle logarithmique [12])

c) D'après l'équation (5 - 10) on constate que pour une augmentation de l'épaisseur du verre, la transmission du vitrage diminue exponentiellement (fig. 5- 5). Le verre doit cependant être suffisamment épais pour supporter les conditions atmosphériques.

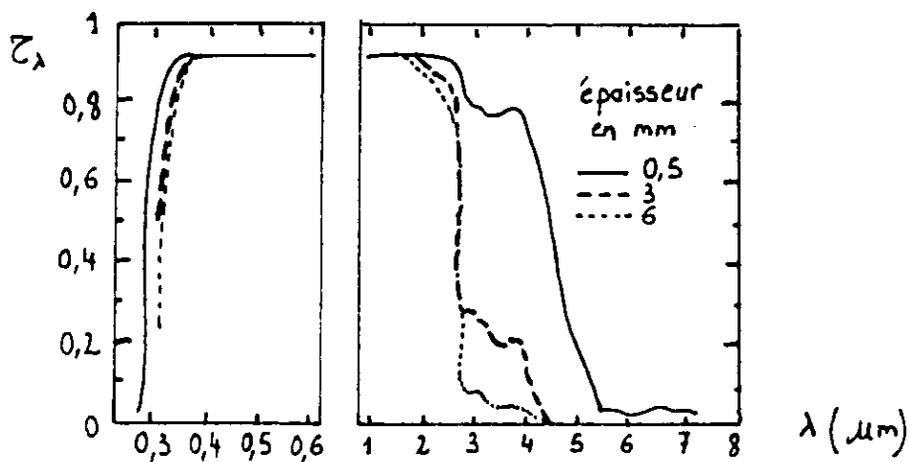


FIG 5.5 : Courbe de transmission d'un verre en diverse épaisseurs [3]

d) Pour illustrer l'effet d'un vitrage multiple, dans un capteur solaire, le tableau (5 - 1) donne les valeurs du coefficient de transmission pour $\rho = 0,0735$ et $\tau = 0,8790$ et cela, on utilisant les équations (5 - 13) et (5 - 14) respectivement .

Nombre de vitrages	Coef. de réflexion	Coef. de transmission
0	0,0000	1,0000
1	0,0735	0,8790
2	0,1306	0,7770
3	0,1754	0,6890
4	0,2101	0,6140
5	0,2389	0,5480

Tableau (5 - 1) : Coefficient de réflexion et coefficient de transmission d'un système de vitrage [1]

En pratique on ne dépasse pas le double vitrage et cela pour deux raisons :

- * Atténuation du coefficient de transmission de l'énergie .
- * Coût trop élevé .

e) Les principaux matériaux usuellement utilisés pour la couverture transparente d'un capteur plan sont décrits dans le tableau ci dessous :

Tableau (5 - 2) : Tableau caractéristique optique des matériaux transparents :

Matériaux	Indice de réfraction (n)	Epaisseur (mm)	Coefficient de transmission	Onde courte (μm)	Grande onde
VERRE	1,518	3-4	0.840	0.020	1.659
LEXAN	1,586	3-4	0.840	0.020	1.260
TEFLON	1,343	0.05	0.960	0.256	0.036
TEDLAR	1,460	0.10	0.920	0.207	0.059
MYLAR	1,460	0.10	0.870	0.178	0.051
KYNAR	1,410	0.10	0.930	0.230	0.063
MARLEX	1,500	0.10	0.920	0.810	0.059

f) Le verre ordinaire réfléchit de 7 à 8 % du rayonnement incident [1]

g) La figure (5 - 6) montre l'influence de l'angle d'incidence i sur la transmission .

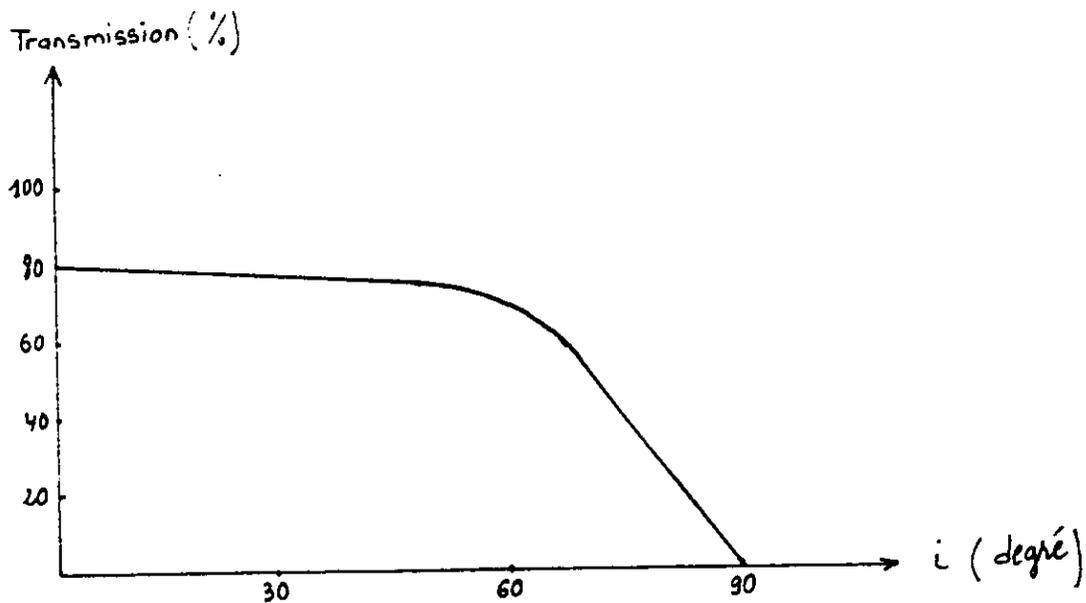


FIG. 5 - 6 : Influence de l'angle d'incidence du rayonnement sur la transmission du verre [7]

5-3-1 L'ABSORBEUR:

L'absorbeur d'un capteur a pour rôle de transformer en chaleur le rayonnement électromagnétique qu'il reçoit et de transmettre cette chaleur au fluide caloporteur ; Il se comporte comme un corps noir ayant les caractéristique d'absorption proche de l'unité et une température d'équilibre qui peut atteindre 100 °C .

L'absorbeur est généralement en métal noirci par une couche synthétique le plus mince possible, qui assure l'accrochage avec la plaque absorbante .

Ses principales qualités seront donc :

- un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité
- un pouvoir émissif dans l'infrarouge aussi faible que possible
- une bonne conductibilité et diffusivité thermique
- une faible inertie thermique
- une bonne résistance chimique , vis à vis. du fluide qui le baigne

La première génération d'absorbeurs utilisait l'un des trois métaux suivants recouverts extérieurement d'une mince couche de peinture noire mate:

Cuivre: Le meilleur mais le plus coûteux

L'Acier : Déjà très employées par les chauffagistes . En fait de nombreux capteurs utilisent comme absorbeur, des radiateurs extra plats de chauffage centrale.

L'Aluminium : Dans la conductibilité sont appréciables : de ses trois métaux il semble le plus vulnérable à la corrosion .

Il faut en particulier éviter, d'associer plusieurs métaux différents à une même circulation d'eau, ce qui produit , alors , un effet de pile rapidement destructeur

Les matières plastiques :

Elles présentent , sur les métaux l'avantage d'être beaucoup plus légères et moins sensibles à la corrosion . en outre , elles peuvent être teintées dans la masse par incorporation d'un peu de noir de carbone, ce qui supprime le problème du décollement des peintures , mais elles ont quelques inconvénients .

Leur mauvaises conductibilité et diffusivité thermique, ainsi que leur tenue médiocre aux températures élevées.

La seconde génération d'absorbeur utilise les matières plastique suivante :

-**Le polypropylène** , dans l'inertie chimique, a été éprouvé même avec le chlore contenu dans l'eau des piscines . Il existe des absorbeurs d' un mètre carré de superficie pesant chacun deux kilogramme. La mauvaise conductibilité est partiellement compensé par une grande surface d'échange.

-**Le polyphényloxyde (P.P.O):** Commercialiser sous le nom de « NORYL », résiste à la chaleur jusqu'à 150 °C, malgré sa conductibilité thermique 1500 fois plus faible que celle du cuivre , il sert à fabriquer des absorbeurs pour capteur tout en plastique et dans les performance sont comparable à celles des capteurs métallique.

-**Un polyamide :** Le « RILSAN » , est utilisé sous forme de tuyau enroulé à raison d'une centaine de mètre de long par capteur .Par suite de la souplesse du matériau (que l'on retrouve dans le « NORYL » est à plus forte dans des absorbeurs en caoutchouc noire) ,le gèle ne risque pas de détériorer le capteur .On peut donc , dans ce cas , faire l'économie de l'antigel et de l'échangeur de chaleur qui lui est nécessairement associé .

La mauvaise conductibilité du matériau se trouve donc pratiquement compensé par cet avantage .

Pour la construction des absorbeurs on distingue trois types fondamentaux :

A - Plaque à tube soudé :

Généralement, une plaque en cuivre ou en aluminium, sur la quelle sont soudées directement les tubes en cuivre ou en fer zingués.

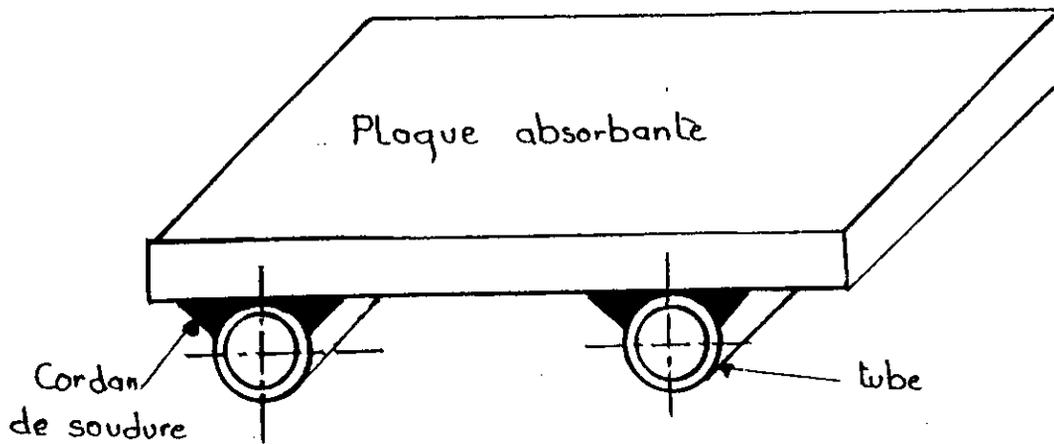


FIG 5 - 7 : Plaque à tube soudées

B - Plaque à tôle parallèle à voile d'eau :

Elle est réalisée avec deux tôles, généralement en acier inoxydable espacées entre elles de 2 à 4 cm. on fait circuler dans cet espace le fluide caloporteur. On obtient ainsi une surface d'échange élevée. La qualité fondamentale de ce type de réalisation consiste dans l'utilisation d'un matériau qui fournit une sûreté de durée considérable et résistant à la corrosion.

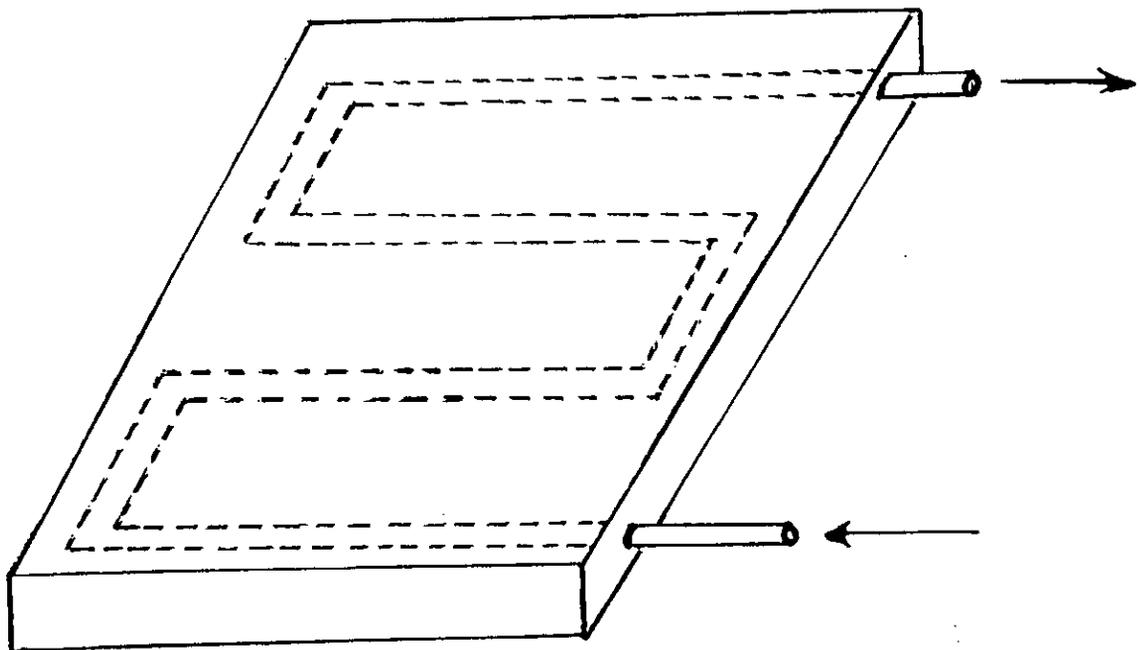


FIG 5 - 8: Plaque à tôle parallèle

C - Plaque « ROLL BOND » :

Elle est formée de longueurs parallèles de tubes reliées par des bandes plates de métal fabriquée en une seule pièce, à partir de n'importe quel métal ductile par un procédé de laminage.

Des plaques d'un produit de remplissage inerte sont placées dans la lingotière avant le montage et quand le lingot a été laminé, il reste une série de feuillettes à l'intérieur de la plaque.

Ces feuillettes sont gonflées en tubes en introduisant une lance de sonde hydraulique et en appliquant une pression (FIG 5-9).

Actuellement, c'est le procédé industriel le plus utilisé dans la réalisation des plaques absorbantes pour capteur plan.

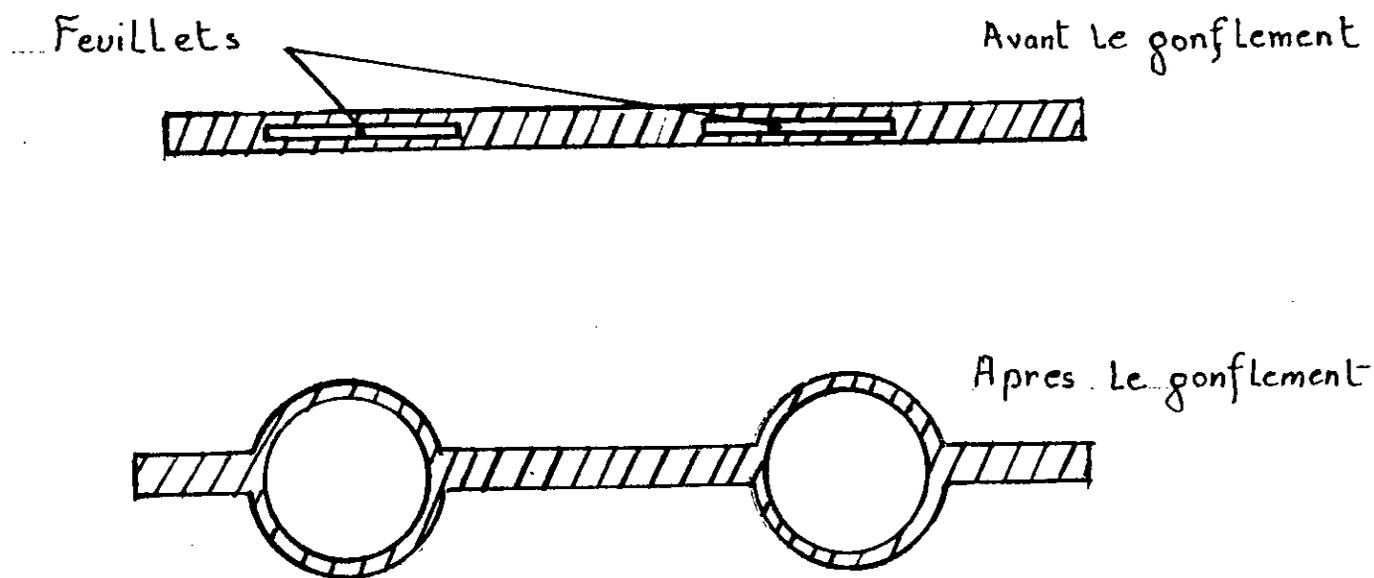


FIG 5-9: Plaque « Roll band »

5.1.4 La coque :

La fonction de la coque est de maintenir l'ensemble de façon rigide et d'assurer l'étanchéité. En général, la coque est accrochée sur un support en cornière dans le sol. Ce support absorbe les efforts dus au vent.

5.2 Considérations pratiques :

A chaque élément constitutif du capteur peuvent être associés des problèmes qui deviennent source d'ennuis s'ils n'ont pas été envisagés et résolus sérieusement. Ils peuvent être classés différemment selon que leur influence se manifeste dès la mise en marche du capteur ou au contraire, s'ils n'apparaissent qu'avec le temps.

5.2.1 Etanchéité :

D'une part, l'absorbeur, doit assurer une bonne étanchéité pour que le fluide caloporteur ne s'épande pas dans tout le capteur et ne le détériore définitivement. D'autre part, le boîtier extérieur doit être suffisamment étanche, pour que l'humidité de l'air ambiant, ne pénètre pas dans le capteur. S'il ne l'était pas, l'isolation de la face arrière pourrait ne plus être assurée.

En effet, certains matériaux deviennent de bons conducteurs thermiques lorsqu'ils sont humides. L'humidité diminue l'isolation de la face avant, mais risque surtout de se déposer par la suite sous forme de buée sur le vitrage, diminuant ainsi notablement les propriétés en transparence de la vitre. Enfin, l'humidité risque de détériorer la pellicule noire de l'absorbeur, ou le corps sélectif s'il y en a. Ainsi l'étanchéité est un problème essentiel qu'il faut étudier.

5.2.2 Température :

L'été, en pleine journée, alors que l'on utilise peu d'eau chaude ou lorsque les occupants sont en vacances, la température des capteurs peut atteindre des valeurs importantes. Là encore il faut que chacun des éléments supporte ces températures, sans risque de modification ultérieure des caractéristiques ; mais il faut de surcroît, que les dilatations inévitables puissent avoir lieu. En particulier, si le vitrage est en verre, il faut que les joints sur le pourtour jouent leur rôle d'étanchéité tout en permettant les dilatations. Les joints doivent eux aussi conserver leur propriété pendant de nombreuses années.

5.2.3 Rayonnement :

Les rayons ultraviolet émis par le soleil peuvent faire jaunir le vitrage du capteur, celui-ci perdant ainsi ses propriétés en transparence, dans l'hypothèse d'un matériau inadéquat. Là encore, le verre présente une bonne résistance aux ultraviolet contrairement aux plastiques, Mais il n'est pas seul en danger. L'absorbeur, que se soit un corps noir ou un corps sélectif, peut lui aussi subir des modifications regrettables s'il n'est pas protégé par un vitrage opaque à l'ultraviolet.

5.2.4 Entartrage :

Quant le fluide caloporteur utilisé, est de l'eau courante non traitée, il comporte des impuretés en suspension et des sels minéraux en solution qui, par réaction chronique avec le matériau contenant le fluide, peuvent se déposer et former avec le temps, une couche obstruant le passage dans l'absorbeur.

L'entartrage dépend évidemment de la nature de l'eau, mais aussi celle du tuyau. De surcroît, plus la canalisation est de faible diamètre, plus l'entartrage, sera nocif. Il faut donc être prudent dans le cas d'absorbeur à conduits étroits. Une des solutions, est l'adjonction au fluide caloporteur d'un sel neutralisant les effets du premier.

5.2.5 Corrosion :

Contrairement à l'entartrage, il peut y avoir une attaque des matériaux, contenant le fluide jusqu'à la création d'un orifice de part en part du tuyau; la encore, ce sont les impuretés contenues dans l'eau, qui sont ^{la} cause de cette dégradation. Les principaux agents corrosifs contenus dans l'eau courante, sont les molécules d'oxygène et les ions chlorés, ces derniers étant souvent introduits artificiellement pour épurer l'eau et le rendre potable. Mais la corrosion peut être amorcée par le produit antitartre ou antigel, placé à d'autres fins utiles localement; la corrosion est d'autant plus forte que les molécules d'eau sont accélérées. Les points névralgiques sont donc, les changements de diamètre, qui les premiers, seront attaqués. Attention aussi aux points hauts, d'un circuit qui pourraient être le siège d'une poche d'air, donc d'oxygène. La température joue un rôle: plus elle est élevée, plus les réactions chimiques sont rapides et plus la corrosion devient préoccupante.

5.3 Installation solaire :

5.3.1 Emplacement :

L'emplacement du capteur est le premier point à examiner . Bien que très important par ses conséquences thermiques , le choix de l'emplacement est souvent guidé par des considérations esthétiques .

Donnons néanmoins, quelques règles qu'il serait bon de suivre :

- a) Eviter les distances importantes entre capteur et lieu d'utilisation de l'énergie . Les déperditions thermiques dues à la tuyauterie, deviennent rapidement critiques avec la distance et nécessitent alors, une isolation parfaite et coûteuse .
- b) Préférer les endroits abrités du vent pour éviter que le capteur subisse des contraintes mécaniques dommageables, mais surtout réduire les déperditions thermiques au niveau de la surface de vitrage et de la face arrière . Une situation au sol des capteurs est donc préférable à une position élevée en toiture .
- c) Limitez les effets de masques . On appelle masque, tout objet du paysage situé entre le soleil et le capteur .

5.3.2 Orientation et inclinaison du capteur solaire :

Le soleil se lève à l'est et se couche à l'ouest . Si donc vous orientez les capteurs vers l'est , vous favorisez le fonctionnement le matin au détriment de celui de l'après-midi , et inversement . Une telle solution peut être adoptée, si des masques importants occultent soit le soleil levant , soit le soleil couchant . Par ailleurs , dans une journée de vingt quatre heures la période la plus froide se situant une demi-heure après le lever du soleil [7] , il serait préférable d'orienter le capteur de quelques degrés vers l'ouest . Mais inversement , l'eau du réservoir étant plus chaud après une journée que le matin , le capteur a un rendement moins bon le soir .

En conclusion et de façon générale , dans l'hémisphère nord , les capteurs sont orientés plein sud , car c'est dans cette position que l'énergie recueillie durant toute la journée est maximale .

Les capteurs solaire peuvent être à poursuite ou fixes . L'isolateur capte un maximum d'énergie lorsqu'il est perpendiculaire au rayons du soleil , or l'inclinaison des rayons varie au cours de la journée et au cours de la saison . L'idéal serait donc qu'il suive le soleil dans sa course (capteur à poursuite) , seulement un tel système nécessite un important investissement .

Les capteurs fixes, possèdent les avantages de simplicité , de fiabilité et de faible entretien , et ils peuvent faire partie intégrante d'une construction . Leur investissement n'est alors pas complètement à imputer à la captation .

La contrepartie est que l'angle d'incidence du rayonnement solaire sur l'absorbeur n'est pas très longtemps chaque jour à son maximum d'efficacité.

L'inclinaison qui semble la plus favorable se situerait autour de la latitude du lieu d'implantation [1], certains préconisent d'ajouter à celle-ci 10° [11] et cela dans l'hémisphère nord. On peut améliorer, cependant, la collecte en hiver en augmentant l'angle jusqu'à la verticale car le soleil est plus bas en hiver, et en été, en diminuant cet angle jusqu'à l'horizontale.

5.3.3 Réservoir :

L'intermittence des conditions météorologique empêche une utilisation directe de l'eau passée dans les capteur, et contraignent à l'utilisation de cuves de stockage qui permettent d'emmagasiner l'énergie pendant les périodes de non - utilisation.

Il convient de déterminer le volume de stockage optimal par rapport à la surface de captation. Pour l'eau chaude sanitaire, il correspond à une valeur de 75 à 100 litres / m^2 [7].

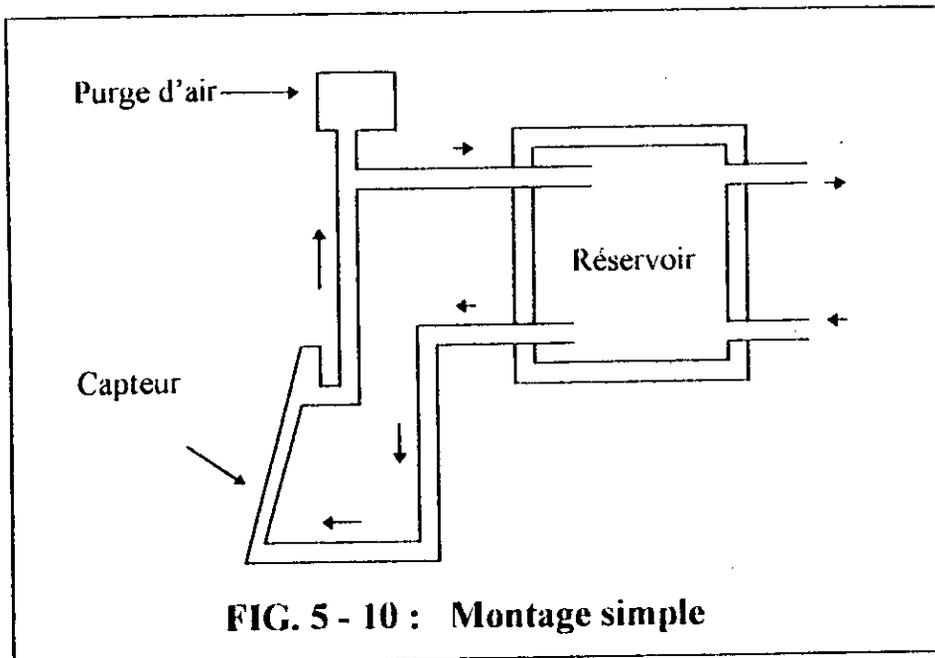
Des conditions thermique, conduisent à placer le réservoir à l'intérieur et en un lieu proche des capteurs, pour raccourcir au maximum la tuyauterie.

5.3.4 Tuyauterie :

La tuyauterie sert au transfert du fluide caloporteur ; son circuit doit être le plus simple possible, c'est à dire être court, éviter les coudes et les changements de diamètre (à cause des pertes de charge), ne pas présenter de points hauts inutiles car l'air risque de s'accumuler, gênant ainsi la circulation de l'eau. Le diamètre de la tuyauterie, très important dans le cas d'un montage sans pompe, sera établi par une étude des pertes de charge. Les tuyaux doivent être calorifugés avec soin.

5.3.5 Choix du montage :

A- Montage simple : Ce montage est constitué par des capteurs et une cuve de stockage, réunis par une double tuyauterie. Le fluide caloporteur est l'eau courante. Pour que la circulation du fluide se fasse naturellement, par effet thermosiphon, les capteurs sont placés au plus bas sous le réservoir (FIG 5 -10). Il faudra inclure dans le montage un vase d'expansion, pour permettre à l'eau de se dilater dans de fortes proportions. Ce montage simple présente l'avantage de coûts d'installation réduits mais offre en contrepartie, un certain nombre de risques importants déjà envisagés : entartrage, corrosion, éclatement dû au gel.



B - Montage avec échangeur : Pour se prémunir contre les risques d'entartrage et de corrosion , une solution consiste à utiliser un échangeur, qui sépare le circuit en deux : le circuit primaire, incluant les capteurs, et le circuit secondaire l'utilisation . Dès lors, si l'on prend la précaution de ne pas renouveler souvent l'eau primaire et si aucune poche d'air n'existe , les dépôts de calcaires et la corrosion seront faibles, même si le fluide est de l'eau ordinaire (FIG. 5-11).

Contre le gel , il est alors possible de prévoir une évacuation automatique ou manuelle de l'eau , pendant les périodes très froides .

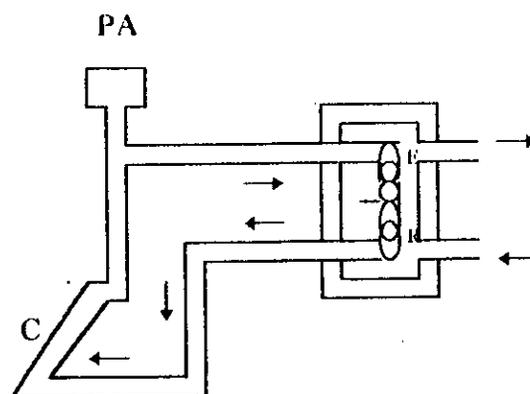
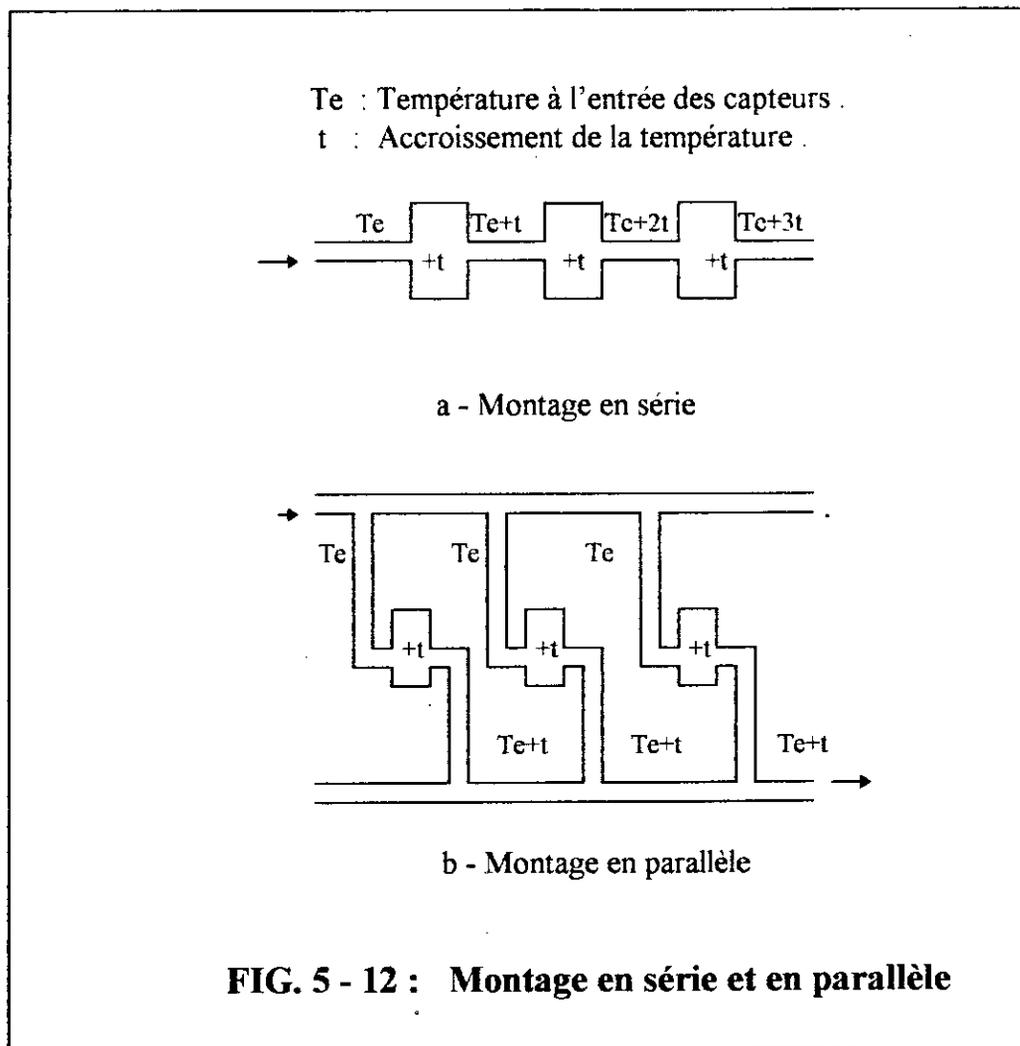


FIG. 5 -11: Montage avec échangeur

C- Capteurs en série ou en parallèle : Lorsque les capteurs sont montés en série, c'est la même eau qui traverse tous les capteurs, et va s'échauffer de plus en plus dans chacun d'eux (FIG. 5 -12 a). Lorsque les capteurs sont montés en parallèle, chacun d'eux va faire monter en une seule fois la température de l'eau, mais sur une partie du débit seulement (FIG 5-12 b). Dans le premier montage, les pertes de charge sont plus importantes que dans le second montage. Ce premier montage ne permettra donc pas un fonctionnement en thermosiphon et nécessitera un circulateur.



CHAPITRE 6

ETUDE
THEORIQUE

CHAPITRE 6 : ETUDE THEORIQUE

6.1 Bilan thermique du capteur :

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

$$P_a = P_u + P_p + P_s \quad (6 - 1)$$

- ou :
- * P_a désigne le flux solaire absorbée à la surface de l'absorbeur .
 - * P_u est la puissance utile récupérée par le fluide caloporteur .
 - * P_p est la puissance perdue par le capteur .
 - * P_s est la puissance stockée sous forme de chaleur vive dans les différents éléments du capteur lorsque le régime thermique est variable .

6.1.1. Hypothèses :

Pour simplifier notre étude on supposera un certain nombre d'hypothèses :

- 1 - Le capteur est uniformément irradié
- 2 - Le ciel est considéré comme un corps noir à la température T_{cl}
- 3 - Température homogène pour chaque élément .
- 4 - Régime permanent, le cas est identique à celui où les capacités thermiques sont négligés.

Dans ce cas nous avons $P_s = 0$

- 5 - L'écoulement de chaleur est unidimensionnel .

6.1.2. Performance d'un capteur :

Par référence aux machines thermiques, on utilise la notion de rendement du capteur, comme étant le rapport entre la puissance utile recueillie par le capteur P_U sur le flux solaire incident sur le capteur I_c , ou :

$$\eta = \frac{P_U}{I_c} \quad (6-2)$$

Il est important de remarquer que les conditions d'utilisation (le flux solaire est une variable aléatoire) obligent à définir un rendement moyen sur un intervalle de temps ΔT à préciser

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} P_U dt}{\int_{t_1}^{t_2} I_c dt} \quad (6-3)$$

On peut donc mesurer un rendement moyen journalier, mensuel et annuel.

6.1.3. Rendement optique du capteur :

Le rendement optique du capteur est défini par :

$$\eta_o = \frac{P_a}{I_c} \quad (6-4)$$

Considérons un système verre - plaque absorbante comme l'indique la figure (6 - 1).

Les indices a et v désignent respectivement l'absorbeur et le verre.

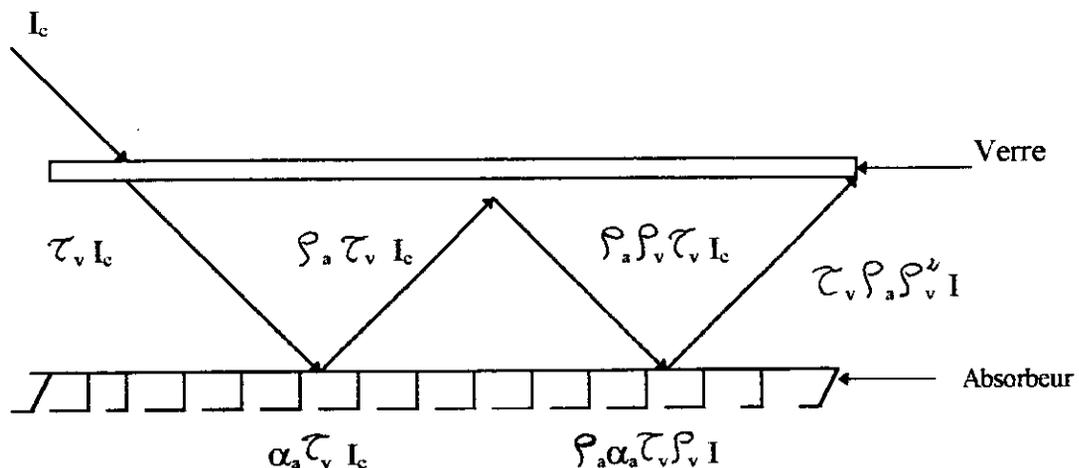


FIG (6 - 1) : Rayonnement entre le verre et l'absorbeur

Pour un flux solaire I_c , incident sur la surface du verre, $\tau_v I_c$ sera transmis et arrivera à la surface de l'absorbeur, où $\alpha_a \tau_v I_c$ sera absorbé et $\rho_a \tau_v I_c$ sera réfléchi. Le flux réfléchi sera à son tour, partiellement réfléchi par le verre et qui est égale à $\rho_a \rho_v \tau_v I_c$.

En analysant les multiples réflexions et absorptions du flux solaire, on trouve :

$$P_a = I_c (\tau_v \alpha_a + \tau_v \alpha_a \rho_a \rho_v + \tau_v \alpha_a \rho_a^2 \rho_v^2 + \dots)$$

Soit encore :

$$P_a = I_c \alpha_a \tau_v \sum_{j=0}^{\infty} (\rho_a \rho_v)^j = \frac{\tau_v \alpha_a}{1 - \rho_a \rho_v} \quad (6-5)$$

Car on rappelle que pour $|x| < 1$ on a :

$$\sum_{i=0}^{\infty} x^i = \frac{1}{1-x}$$

On peut donc écrire l'équation (6-4) comme suit :

$$\eta_o = \frac{\alpha_a \tau_v}{1 - \rho_a \rho_v}$$

Où rappelons le τ , ρ et α sont respectivement les coefficients de transmission, de réflexion et d'absorption.

6.1.4. Pertes thermique du capteur :

Nous diviserons la puissance perdue par le capteur en deux parties :

$$P_p = P_{av} + P_{ar}$$

* P_{av} est la puissance perdue à l'avant du capteur.

* P_{ar} est la puissance perdue à l'arrière du capteur et par les faces latérales du capteur.

Une analogie électrique (fig. 6-2) nous permet de mieux représenter les différentes pertes du capteur .

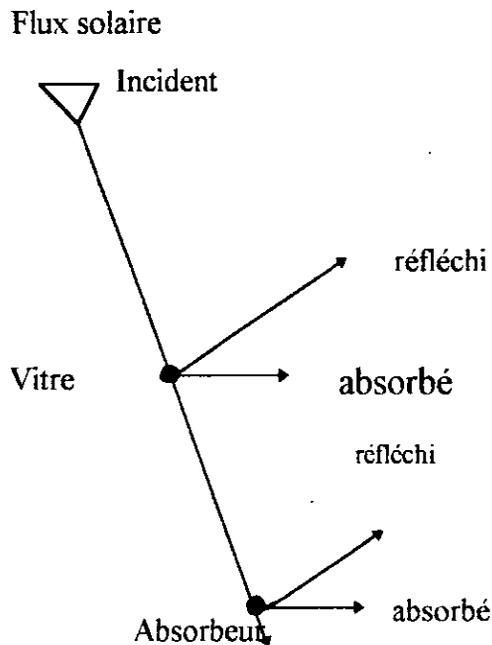


FIG (6 - 3)

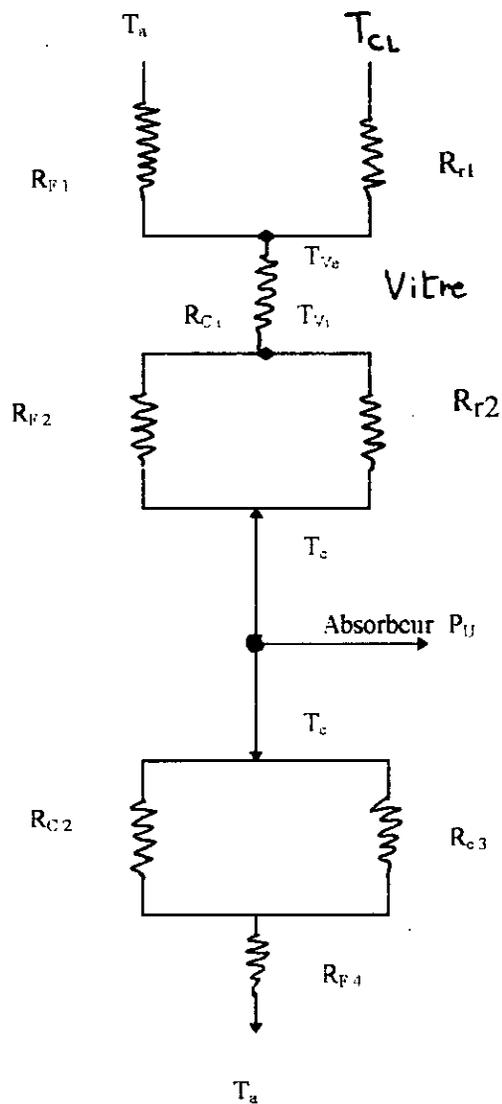


FIG (6 - 2) : Analogie électrique des flux thermiques dans un capteur

- R_{F1} : résistance au flux par convection entre la face extérieure du vitrage et le milieu ambiant .
- R_{r1} : résistance au flux par rayonnement entre la face externe du vitrage et le ciel .
- R_{F2} et R_{r2} : résistance au flux par convection et rayonnement entre l'absorbeur et la vitre .
- R_{C2} et R_{C3} : résistance au flux par conduction a travers la face arrière du capteur et les faces latérales .
- R_{F3} : résistance au flux par convection vers l'arrière et les faces latérales .

avec T_v : température de la vitre .
 T_a : température ambiante .
 T_p : température de l'absorbeur .
 T_{CL} : température du ciel .

L'expérience montre que certaines de ces résistances sont négligeables, en comparaison avec d'autres résistances [11] . C'est notamment le cas de R_{c1} , qui est faible en comparaison des R_{f1} et R_{r1} . Bien que le verre ne soit pas un bon conducteur thermique , les épaisseurs sont telles que les températures des deux faces sont pratiquement identiques . La dernière résistance qu'on négligera est R_{f3} , qui est très faible en comparaison de R_{c2} et R_{c3} ; en effet , les capteurs sont généralement très bien isolés sur leurs faces arrière et latérales .

L'analogie électrique tenant compte de ces simplifications est représentée par la figure (6 - 4) où :

$$\frac{1}{R_j} = \frac{1}{R_{fj}} + \frac{1}{R_{rj}} \quad J=1 \text{ à } 2$$

$$\frac{1}{R_3} = \frac{1}{R_{c2}} + \frac{1}{R_{c3}}$$

avec R_i : résistance au flux par convection et rayonnement .
 R_3 : résistance au flux par conduction à travers la face arrière du capteur et les faces latérales.

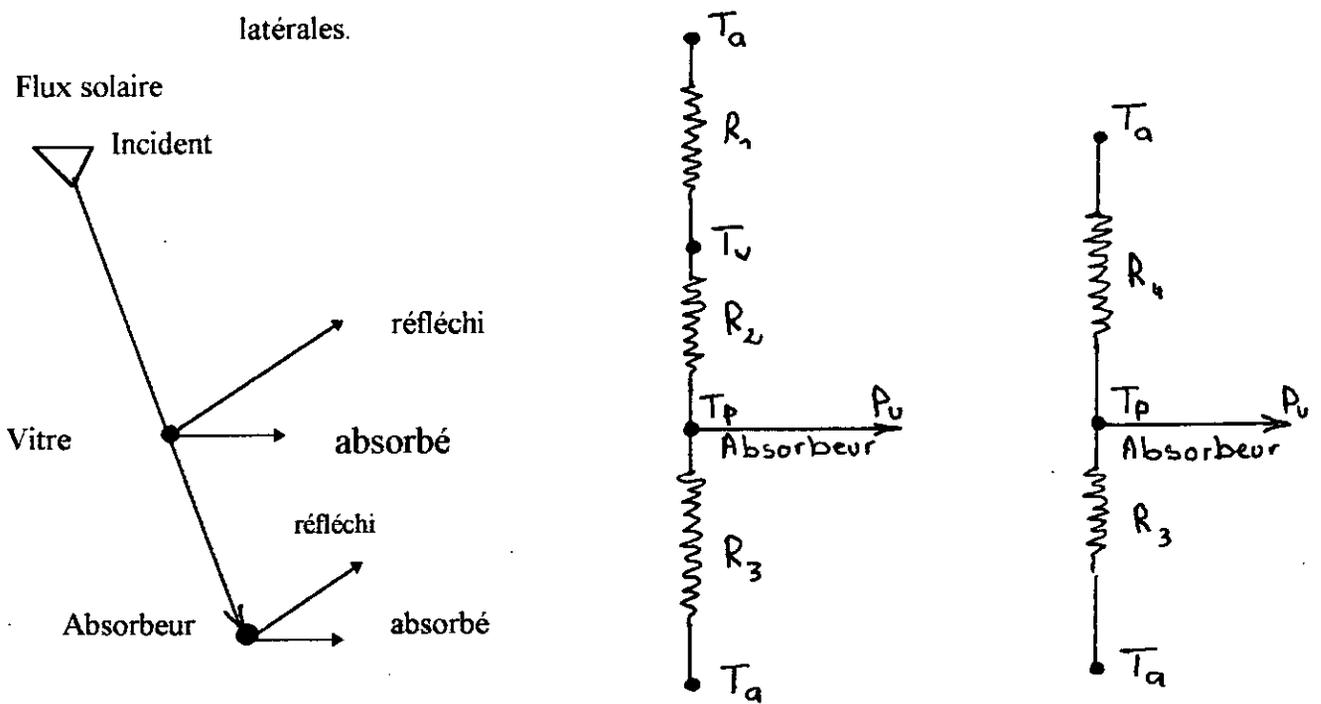


FIG 6 - 4 : Circuit analogique simplifié

6.1.4.1 Pertes à l'avant du capteur :

a) Pertes entre la vitre et le milieu extérieur (P_{av1}) :

D'après la figure (6 - 4), nous avons :

$$P_{av1} = h_{c1} (T_V - T_a) + \epsilon_v \sigma (T_V^4 - T_{cl}^4) \quad (6-7)$$

où : h_{c1} est le coefficient d'échange de chaleur par convection entre la vitre et le milieu ambiant .

ϵ_v est l'émissivité du verre .

σ est la constante de STEFAN - BOLTZMAN .

L'équation (6 - 7) peut aussi s'écrire sous la forme :

$$P_{av1} = (h_{c1} + h_{r1})(T_V - T_a) = \frac{(T_V - T_a)}{R_1} \quad (6-8)$$

avec

$$h_{r1} = \epsilon \sigma \frac{(T_V^4 - T_{CL}^4)}{(T_V - T_a)}$$

et

$$R_1 = \frac{1}{h_{c1} + h_{r1}}$$

h_{r1} est le coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la vitre et le milieu ambiant .

b) Pertes entre l'absorbeur et la vitre (P_{av2}) :

Ces pertes s'expriment par :

$$P_{av2} = h_{c2} (T_P - T_V) + \frac{\sigma (T_P^4 - T_V^4)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{av}} - 1} \quad (6-9)$$

soit encore :

$$P_{av2} = (h_{c2} + h_{r2})(T_P - T_V) = \frac{(T_P - T_V)}{R_2} \quad (6-10)$$

avec

$$h_{r2} = \frac{\sigma (T_P + T_V) (T_P^2 - T_V^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{au}} - 1}$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{c2} + h_{r2}}$$

où :

ϵ_a est l'émissivité de l'absorbeur

h_{c2} est le coefficient d'échange de chaleur par convection entre l'absorbeur et la vitre .

h_{r2} est le coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre .

D'après la figure (6 - 4) on trouve que :

$$R_4 = R_1 + R_2 = \frac{1}{h_{c2} + h_{r2}} + \frac{1}{h_{c1} + h_{r1}} \quad (6-11)$$

En régime établi , nous avons :

$$P_{av1} = P_{av2} = P_{av}$$

6.1.4.2 Pertes à l'arrière du capteur (P_{ae1}) :

La puissance perdue à l'arrière du capteur s'écrit :

$$P_{ae1} = \frac{K}{e_1} (T_P - T_a) = \frac{(T_P - T_a)}{R_3} \quad (6-12)$$

où

R_3 est la résistance thermique au flux par conduction dans l'isolant .

K est la conductivité thermique de l'isolant .

e_1 est l'épaisseur de l'isolant sur sa face arrière (fig. 6 - 5) .

6.1.4.3 Pertes par les faces latérales du capteur (P_{ar2}) :

La puissance perdue par les faces latérales du capteur est :

$$P_{ar2} = \frac{K}{e_2} \frac{A_{l.T}}{A} (T_P - T_a) = \frac{K}{e_2} \frac{2 L_3 (L_1 + L_2)}{L_1 \cdot L_2} (T_P - T_a) \quad (6-13)$$

Soit encore :

$$P_{ar2} = \frac{T_P - T_a}{R''_3} \quad (6-14)$$

et $R''_3 = \frac{e_2 L_1 \cdot L_2}{K (L_1 + L_2) 2L_3}$

avec e_2 est l'épaisseur de l'isolant sur la face latérale .

$A_{l.T}$ est la surface latérale du capteur .

A est la surface arrière du capteur .

R''_3 est la résistance thermique par conduction dans l'isolant

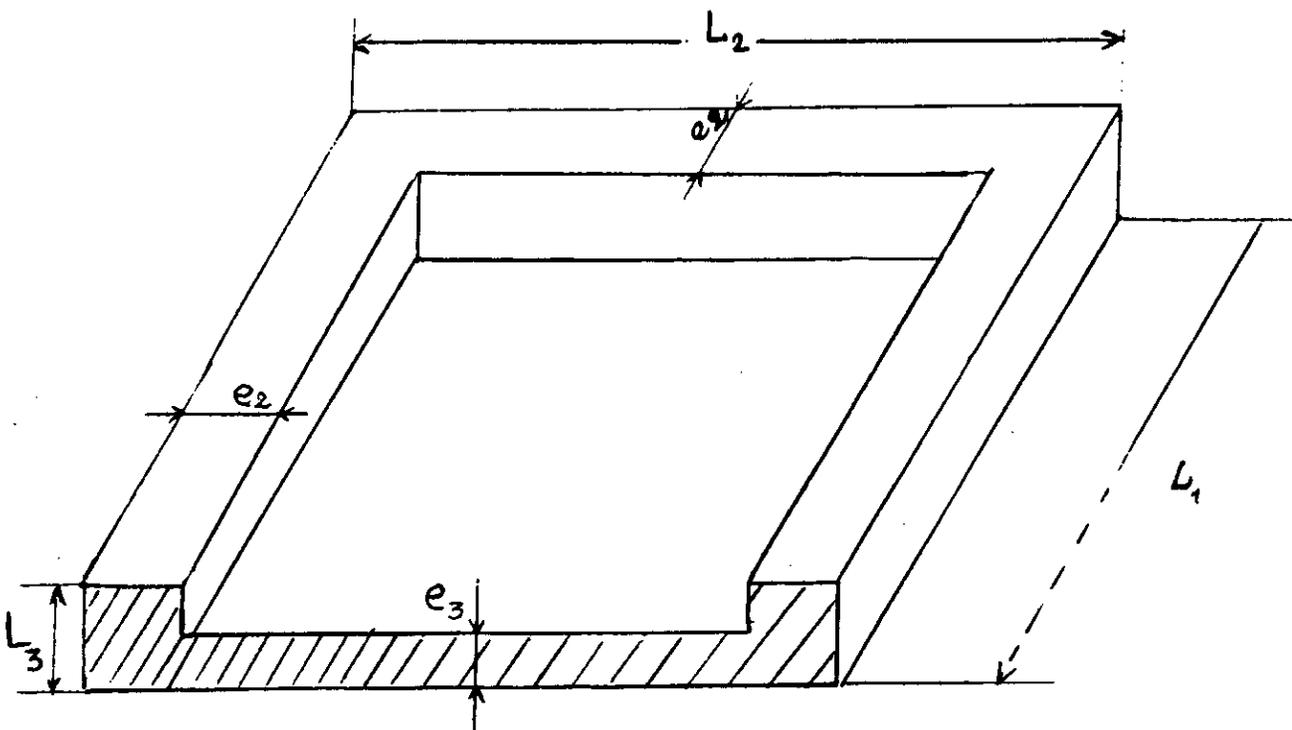


FIG 6 - 5 : Coupe transversale de l'isolant

D'après la figure 3 , on trouve que :

$$R_3 = R'_3 + R''_3 = \frac{e_1}{K} + \frac{e_2}{K} \frac{A}{A_{LT}} \quad (6-15)$$

et

$$P_{ar} = \frac{(T_p - T_a)}{R_3} \quad (6-16)$$

Connaissant R_1, R_2, R_3 on peut calculer le coefficient globale de transfert de chaleur U_L :

$$U_L = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3} \quad (6-17)$$

et on écrit :

$$P_p = U_L (T_p - T_a) \quad (6-18)$$

Nous avons un système de 3 équations (6-8) , (6-10) et (6-16) à trois inconnus T_v, P_{ar} et P_r .

La résolution de ce système d'équation se fera par itérations successives .

En général, cette approche conduit toujours à un système non linéaire de $N + 2$ inconnues . N étant le Nombre de vitres de capteur .

Bien que la résolution d'un tel système peut se faire par ordinateur , on préfère souvent adopter l'approche de KLEIN [5] qui a développé une formule empirique donnant une valeur approchée de P_p .

$$P_p = \frac{(T_p - T_a)}{N(c/T) \left[(T_p - T_a) / (N+f) \right]^{0.31} + \frac{1}{h_{e1}}} + \frac{(T_p^4 - T_a^4)}{1/[\varepsilon_a + 0.05(1 + \varepsilon_a)] + (2N+f-1)/\varepsilon_v - N} \quad (6-19)$$

où f est un facteur tenant compte de l'effet du vent :

$$f = (-0,04 h_{c1} + 0,0005 h_{c1}^2) (1 + 0,091 N) \text{ avec } h_{c1} = 5,7 + 3,8 V$$

et c est un facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison du capteur sur h_{c1} et h_{c2} :

$$C = 365,9 (1 + 0,00883 i + 0,00012 i^2)$$

i étant l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale et V la vitesse du vent en m/s .

La formule (6 - 19) s'applique d'après KLEIN pour :

$0^\circ < i < 70^\circ$	$0,1 < \varepsilon_v < 0,95$
$47^\circ C < T < 147^\circ C$	$0,1 \text{ m/s} < V < 10 \text{ m/s}$
$13^\circ C < T_a < 27^\circ C$	$1 < N < 3$

6.2 Etude thermique de l'absorbeur :

Le but de cette étude thermique étant de voir l'influence de la construction de l'absorbeur sur le transfert de chaleur dans ce dernier vers le fluide .

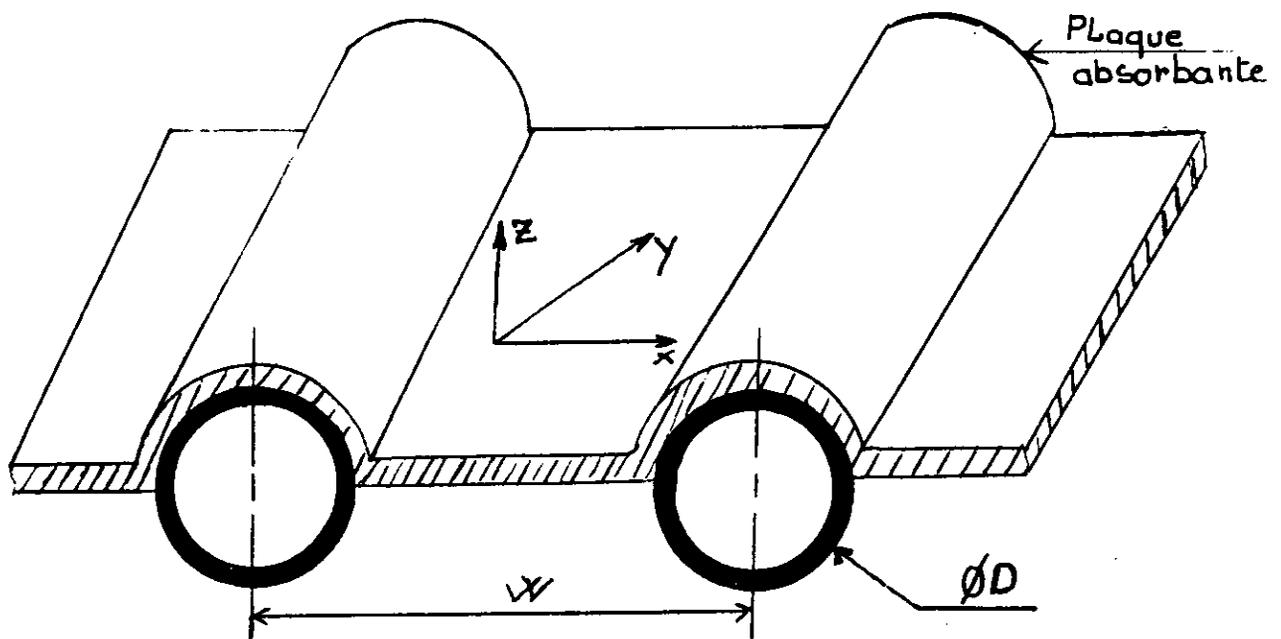


FIG (6 - 6) : Coupe transversale de l'absorbeur

Nous supposons que l'absorbeur est suffisamment mince et un bon conducteur de chaleur, pour que la température soit uniforme. En d'autres termes la température de la plaque absorbante T_p est indépendante de la direction Z , mais dépend uniquement des directions x et y voir figure (6-7).

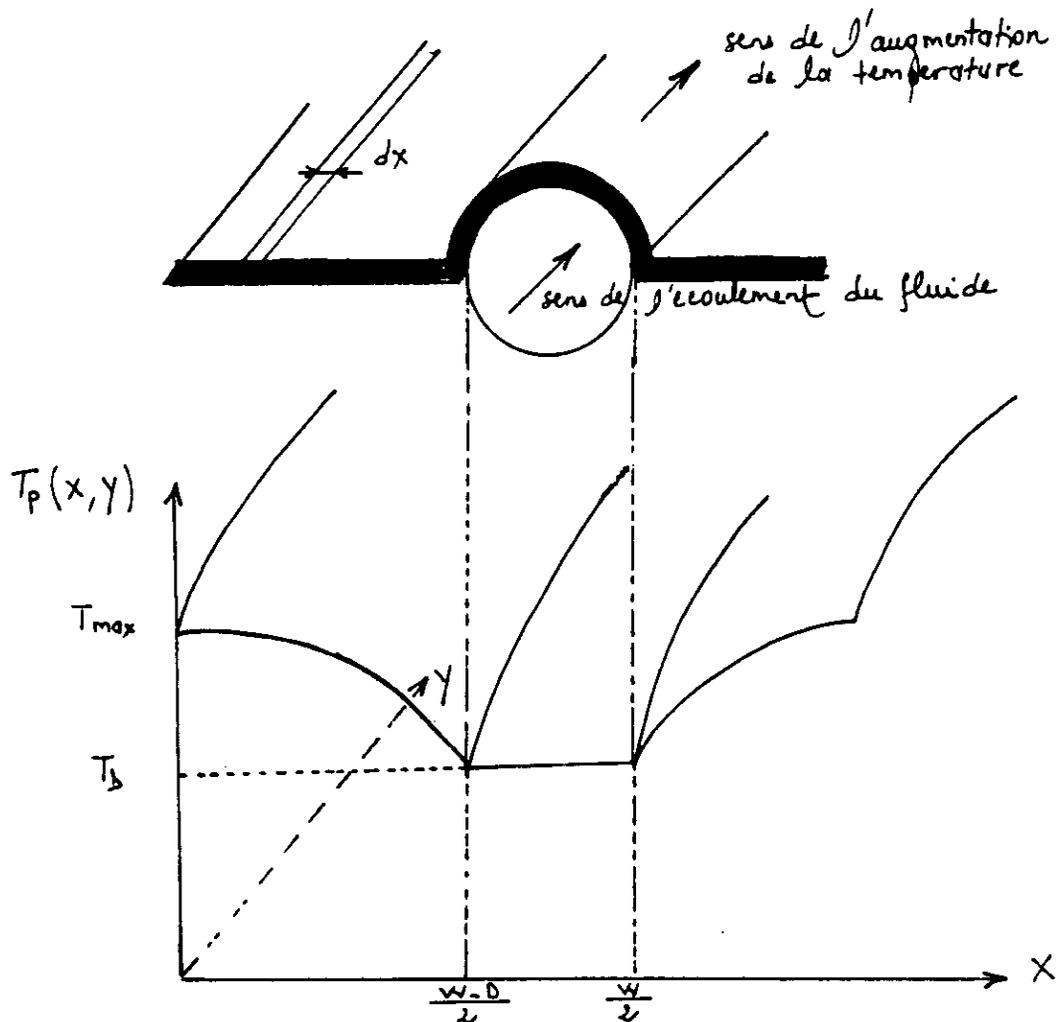


FIG (6-7) : Distribution bidimensionnelle de température de la plaque

- Soit W la distance entre les axes des tubes et D leur diamètre.
- L'étude sera faite indépendamment pour l'ailette

$$0 < Y < \frac{W-D}{2} \quad \text{et} \quad \frac{W-D}{2} < Y < \frac{W}{2}$$

en première approximation on peut écrire :

$$\frac{\partial T_p}{\partial x} \gg \frac{\partial T_p}{\partial y}$$

Ecrivant le bilan énergétique pour un élément fini Δx voir fig. (6 - 8)

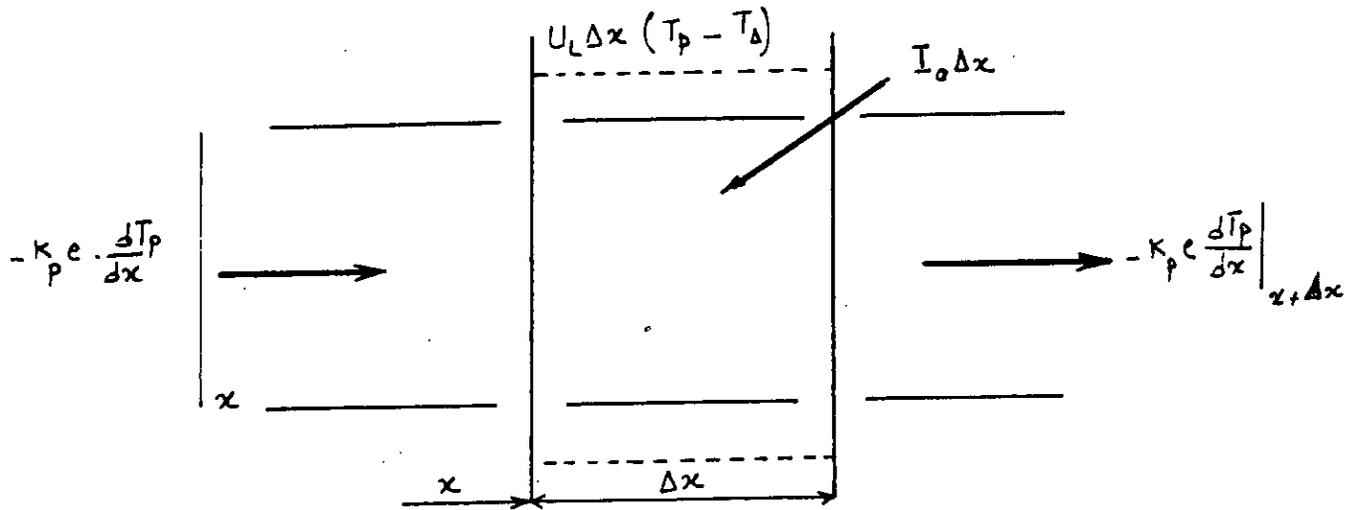


FIG 6 - 8 : Bilan énergétique élémentaire

$$I_0 \Delta x - U_L \Delta x (T_p - T_\Delta) + \left[-K_p e \frac{dT_p}{dx} \right]_{x+\Delta x} - \left[-K_p e \frac{dT_p}{dx} \right]_x = 0 \quad (6-20)$$

où I_0 est le flux de chaleur absorbé au niveau de l'absorbeur .

K_p est la conductibilité thermique de la plaque .

e épaisseur de la plaque .

On divisant cette équation par Δx et quand celui ci tend vers zéro on obtient :

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{U_L}{K_p e} (T_p - T_\Delta - \frac{I_0}{U_L}) \quad (6-21)$$

Pour la résolution de cette équation différentielle nous avons les conditions au limites suivantes :

$$1) \quad \left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (6-22)$$

$$2) \quad \left. T_p \right|_{x = \frac{w-D}{2}} = T_b \quad (6-23)$$

où T_b est la température à la base de l'ailette

on pose
$$m^2 = \frac{U_L}{K_P \cdot e}$$

et
$$\mu = (T_p - T_a - \frac{I_a}{U_L})$$

L'équation (6-21) devient
$$\frac{d^2\mu}{dx^2} - m^2\mu = 0 \quad (6-24)$$

Les conditions aux limites deviennent :

$$1) \quad \left. \frac{d\mu}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (6-25)$$

$$2) \quad \left. \mu \right|_{x = \frac{w-D}{2}} = (T_b - T_a - \frac{I_a}{U_L}) \quad (6-26)$$

La solution de l'équation (6-24) sera donnée par

$$\mu(x) = C_1 \text{Sin h} (mx) + C_2 \text{Cos h} (mx)$$

C1 et C2 sont des constantes à déterminer par les conditions aux limites données par les équations (6-25) et (6-26).

Finalement l'équation dimensionnelle de la distribution de température T_p en fonction de la direction x s'écrit :

$$\frac{T_p - T_a - I_a / \mu_L}{T_b - T_a - I_a / \mu_L} = \frac{\text{Cos h} (mx)}{\text{Cos h} [m (W - D) / 2]} \quad (6-27)$$

Cette expression permet le calcul du flux de chaleur à la base de l'ailette par unité de longueur dans le sens des Y

$$q'_a = -K_q e \left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{x = \frac{W-D}{2}}$$

$$q'_a = \frac{K_p C \cdot m}{U_L} [I_a - U_L (T_b - T_a)] \tanh \left(m \frac{W-D}{2} \right) \quad (6-28)$$

Puisque : $\frac{k_p e \cdot m}{U_L} = \frac{1}{m}$

et l'équation (6-28) nous donne la quantité de chaleur d'un seul côté de tube, mais nous avons deux cotés alors le flux de chaleur total :

$$q_a = 2 q'_a$$

$$q_a = (W - D) [I_a - U_L (T_b - T_a)] \frac{\tanh [m (W - D) / 2]}{m (W - D) / 2} \quad (6-29)$$

Introduisant le facteur F :

$$q_a = (W - D) F [I_a - U_L (T_b - T_a)] \quad (6-30)$$

ou

$$F = \tanh \frac{m (W - D) / 2}{m (W - D) / 2} \quad (6 - 31)$$

le facteur F représente l'efficacité de l'ailette .

$$b) \quad \frac{W - D}{2} < Y < \frac{W}{2}$$

Pour cette région énergie transférée au tube est égale à :

$$q_t = D [I_a - U_L (T_b - T_a)] \quad (6 - 32)$$

On considère, que la température de tube est égale à la température de la base de l'ailette .
Divisons l'absorbeur en parties égales, chacune se composant d'un tube de largeur D et de deux ailettes de largeur $\frac{W - D}{2}$, placées de part et d'autre de tube, le gain thermique pour chaque élément (tube + ailettes) et par unité de longueur est :

$$q_u = q_t + q_a$$

$$q_u = [(W - D) F + D] [I_a - U_L (T_b - T_a)] \quad (6 - 33)$$

Cette énergie q_u sera transféré au fluide caloporteur . Si U_{af} est la résistance thermique entre l'absorbeur et le fluide par unité de longueur selon y , on aura :

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{U_{af}} \quad (6 - 34)$$

où T_f est la température du fluide

$$U_{af} = U_t + U_b + U_f$$

U_t : étant la résistance thermique du tube

U_b : résistance de contact entre la base de l'ailette et le tube

U_f : résistance due au contact fluide - solide

U_t : est négligeable, le tube ayant une bonne conductibilité et une faible épaisseur

U_b : est négligeable lorsque le contact thermique entre la base de l'ailette et le tube est bon (soudure ou matériau continue).

U_f est donné par la formule suivante:

$$U_f = \frac{1}{\pi D h_i}$$

où h_i est le coefficient d'échanges de chaleur par convection et D le diamètre du tube .

L'équation (6 - 34) devient

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{1 / \pi D h_i} \quad (6 - 35)$$

à partir des équations (6 - 33) et (6 - 35) on peut éliminer la température de la base de l'ailette T_b et écrire q_u en fonction de T_f , T_a et I_a , en introduisant le facteur F' , on a :

$$q_u = W F' \cdot [I_a - U_L (T_f - T_a)] \quad (6 - 36)$$

où F' est l'efficacité du capteur donné par :

$$F' = \frac{I / U_L}{W \left[\frac{I}{U_L (D + (W - D) F)} + \frac{1}{\pi D h_i} \right]} \quad (6 - 37)$$

6.2.1 Loi de distribution de la température du fluide

L'équation (6 - 36) donne la puissance transférée au fluide dans la section y de l'absorbeur q_u et T_f sont en fait fonction de y

$$q_u (y) = W F' [I_a - U_T (T_f(y) - T_a)]$$

En se référant à la figure (6 - 9) on pourra écrire le bilan énergétique d'une section de tube de longueur Δy , on a

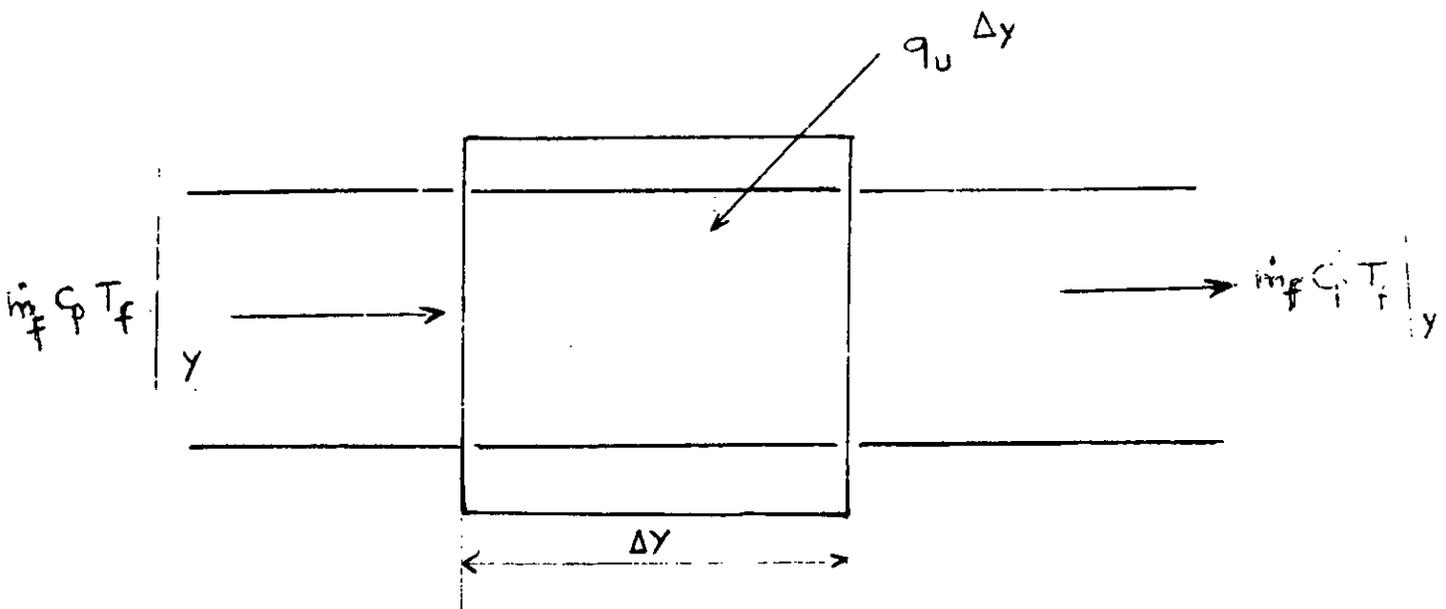


FIG (6 - 9) : Bilan énergétique élémentaire du fluide

avec :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}}{n}$$

\dot{m} : débit total

n : nombre de tubes

$$\frac{\dot{m}}{n} C_p T_f|_y - \frac{\dot{m}}{n} C_p T_f|_{y+\Delta y} + q_u \Delta y = 0 \quad (6-38)$$

En divisant l'équation (6-38) par Δy et en faisant tendre Δy vers zéro on obtient :

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dy} - n w F' [I_a - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (6-39)$$

Si on suppose que U_L et F' ne dépendent pas de la position y , la solution de l'équation (6-39) sera donnée par :

$$\frac{T_f(y) - T_a - (I_a / U_L)}{T_e - T_a - (I_a / U_L)} = e^{-[U_L n w F' y / \dot{m} C_p]} \quad (6-40)$$

Avec T_e : température d'entrée du fluide à la sortie du capteur et pour $y = L$, nous avons

$$T_f(L) = T_s$$

$$\frac{T_s - T_a - (I_a / U_L)}{T_e - T_a - (I_a / U_L)} = e^{-[U_L n w L F' / \dot{m} C_p]}$$

puisque la surface du capteur est : $A_c = n L w$ alors :

$$\frac{T_s - T_a - (I_a / U_L)}{T_e - T_a - (I_a / U_L)} = e^{-[A_c U_L F' / \dot{m} C_p]} \quad (6-41)$$

Finalement la température de sortie du fluide est donnée par l'expression suivante :

$$T_o = [T_a + I_a / U_L] + [T_e - T_a - I_a / U_L] e^{-[A_c U_L F' / \dot{m} C_p]} \quad (6-42)$$

6.2.2 Facteur de conductance du capteur :

Le facteur de conductance d'un capteur, est le rapport de l'énergie utile à l'énergie du capteur, si la température de l'absorbeur est à la température d'entrée du fluide caloporteur.

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p (T_s - T_e)}{A_c [I_a - U_L (T_e - T_a)]} \quad (6 - 43)$$

On peut exprimer le facteur de conductance du capteur par la relation suivante :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[\frac{T_s - T_e}{(I_a / U_L) - (T_e - T_a)} \right]$$

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[\frac{(T_s - T_a - I_a / U_L) - (T_e - T_a - I_a / U_L)}{I_a / U_L - (T_e - T_a)} \right]$$

alors :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[\frac{1 - I_a / U_L - (T_s - T_a)}{\frac{I_a}{U_L} - (T_e - T_a)} \right] \quad (6 - 44)$$

En introduisant l'équation (6 - 41) dans l'équation (6 - 44) on obtient :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} [1 - e^{-(A_c U_L F' / \dot{m} C_p)}] \quad (6 - 45)$$

Si $F_R = 1$ on a un absorbeur idéal.

6.3 Rayonnement de seuil :

a) Rayonnement de seuil dynamique

On l'utilise pour déterminer l'énergie disponible un jour donné, car, au-dessous de cette valeur, le capteur ne fonctionne plus à une température de consigne T_s pour un débit m_0 fixé. En effet, lorsque le fluide circule et si l'ensoleillement cesse petit à petit, le débit s'annule. Si on veut continuer à maintenir une température de sortie constante, on l'obtiendra pour un rayonnement :

$$I_c(T_s) = \frac{K}{\eta_0} (T_p - T_s)$$

En utilisant la relation $q_u = m_0 C_p (T_s - T_c) = A_c \eta_0 I_c - A_c K (T_p - T_s)$

et en posant $q_u = 0$ on obtient la relation précédente.

b) Rayonnement de seuil en régime statique :

On utilise, en période d'été, pour connaître le rayonnement I_c max et la valeur de la température T_{max} atteinte (durabilité et sécurité de l'installation).
pour une certaine valeur du rayonnement incident I_c , le débit s'annule du fait que le régime devient statique, c'est à dire que l'absorbeur se met à la température uniforme $T_s = T_p$; il y a équilibre entre pertes et rayonnement incident.

$$I_c(T_s) = \frac{K_p}{\eta_0} (T_s - T_s)$$

6.4 Principe du thermo siphon :

Le thermosiphon est l'application directe des lois de convection libre. A l'origine, la masse du fluide est au repos, la transmission de chaleur se fait par conduction, l'agitation thermique qui en résulte entraîne une dilatation des molécules qui deviennent donc moins denses, des courants intenses prennent naissance et assurent le transport des calories. La pression hydromotrice « H » résulte de la différence des masses volumiques, entre la colonne chaude et la colonne froide.

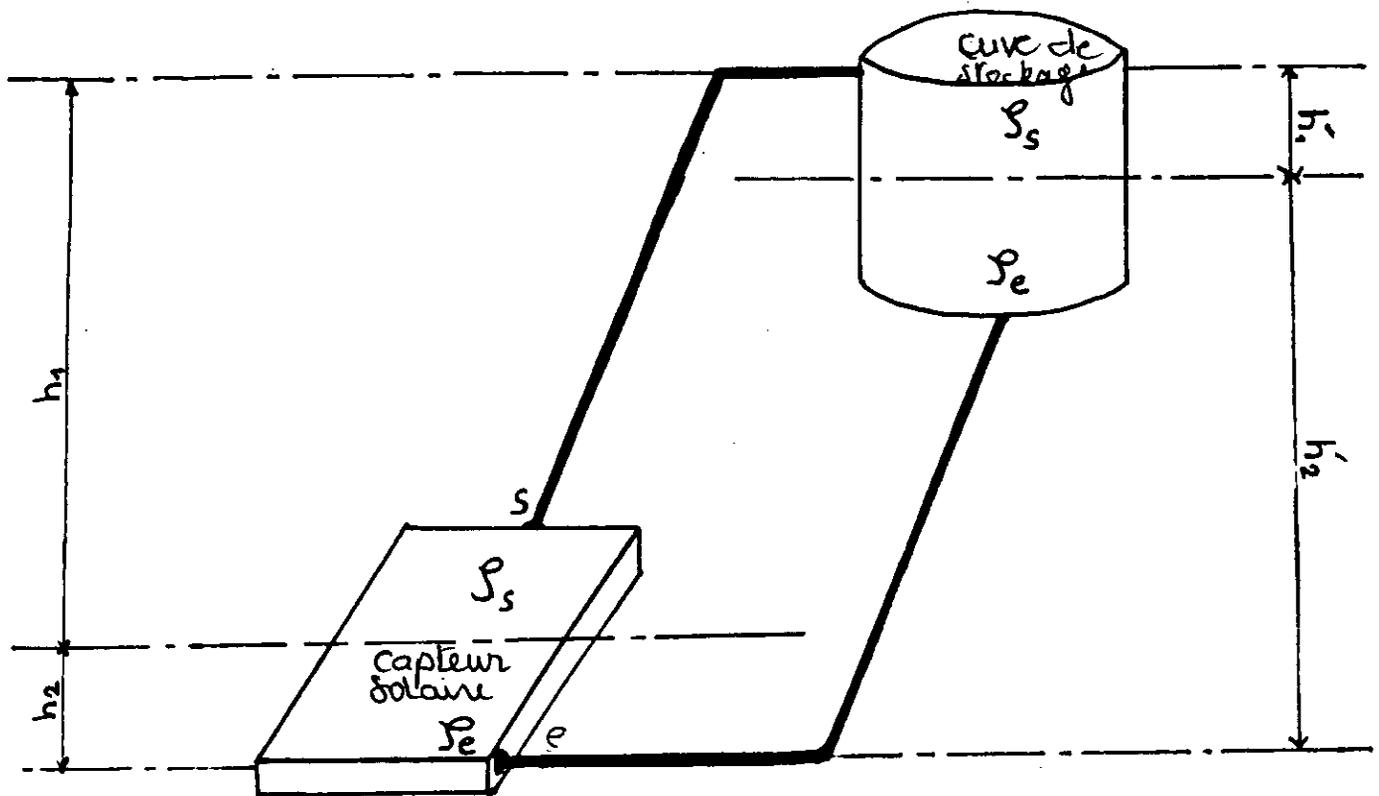


FIG (6 - 10) : Installation du chauffe - eau solaire

$$H = h'_2 \rho_e - h'_1 \rho_s - h_1 \rho_s - h_2 \rho_e$$

Les indices e et s désignent l'entrée et la sortie de l'insolateur

$$H = \rho_e (h'_2 - h_2) - \rho_s (h_1 - h'_1)$$

en supposant $h'_2 - h_2 \approx h_1 - h'_1 = h$

D'où $H = h(\rho_e - \rho_s)$

h est la dénivellation entre le milieu du capteur et celui du réservoir .

6.5 Etude des pertes de charge :

Nous avons deux types de perte de charge :

a) Pertes de charges linéaires :

Elles sont données par la relation :

$$\Delta P_L = \frac{\lambda l}{d} \rho \cdot \frac{V^2}{2}$$

Pour une circulation par thermosiphon :

$$\Delta P_L = \frac{\lambda l_e}{d} \rho_c \frac{V_e^2}{2} + \frac{\lambda l_s}{d} \rho_s \frac{V_s^2}{2}$$

V_c et V_s vitesse du fluide froid et chaud et sont données par la relation de continuité suivante :

$$\rho SV = Cte$$

d : diamètre de la tuyauterie

l_c et l_s : longueur des colonnes de fluide froid et chaud .

λ : Facteur de perte de charge linéique dependant du type d'écoulement .

b) Pertes singulières :

Elles sont de la forme

$$\Delta P_s = \rho \xi \frac{V^2}{2}$$

Pour une circulation par thermosiphon

$$\Delta P_s = \xi_c \rho_c \frac{V_c^2}{2} + \xi_s \rho_s \frac{V_s^2}{2}$$

avec ξ : coefficient de perte de charge locale .

Pour qu'il y ait circulation dans le cas du thermo-siphon il faut que :

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_s \leq H.g$$

dans le cas d'un régime à circulation forcée il faut que :

$$\Delta P \leq H_m.g$$

CHAPITRE 7

ETUDE

EXPERIMENTALE

CHAPITRE 7 : ETUDE EXPERIMENTALE

7.1 Caractéristiques du chauffe - eau solaire

Ces caractéristiques ont été recueillies au centre C.D.E.R. de Bouzaréah .

7.1.1 Caractéristiques du capteur :

Absorbeur	Plaque absorbante	Matière : aluminium Surface : 1,46 m ² Epaisseur : 0,6 mm Revêtement : peinture noire mate (S.N.I.C) Coef. d'absorption : 0,94 Conductibilité : 207 W / m ^o c
	Tubes	Matière : cuivre Longueur : 17,68 m Diamètre : 12 / 14 Nombre : 09 Espace entre tube : 9 cm
Verre	Matière : verre ordinaire Epaisseur : 4 mm Surface : 3 x 0,598 m ² Nombre : 1 Espace vitre absorbeur : 30 mm Coefficient de transmission : 0,88 Coefficient d'extinction : 0,3 mm ⁻¹ Indice de réfraction : 1,52	
Isolant	Matière : mousse polyuréthane Epaisseur : 50 mm Conductibilité : 0,02 W / m ^o c Densité : 30 Kg / m ³	
Bac	Matière : ALuminium Longueur : 1,94 m Largeur : 0,94 m Hauteur : 0,08 m Epaisseur : 2 mm	

Fonctionnement par thermosiphon

Inclinaison du capteur : 30° .

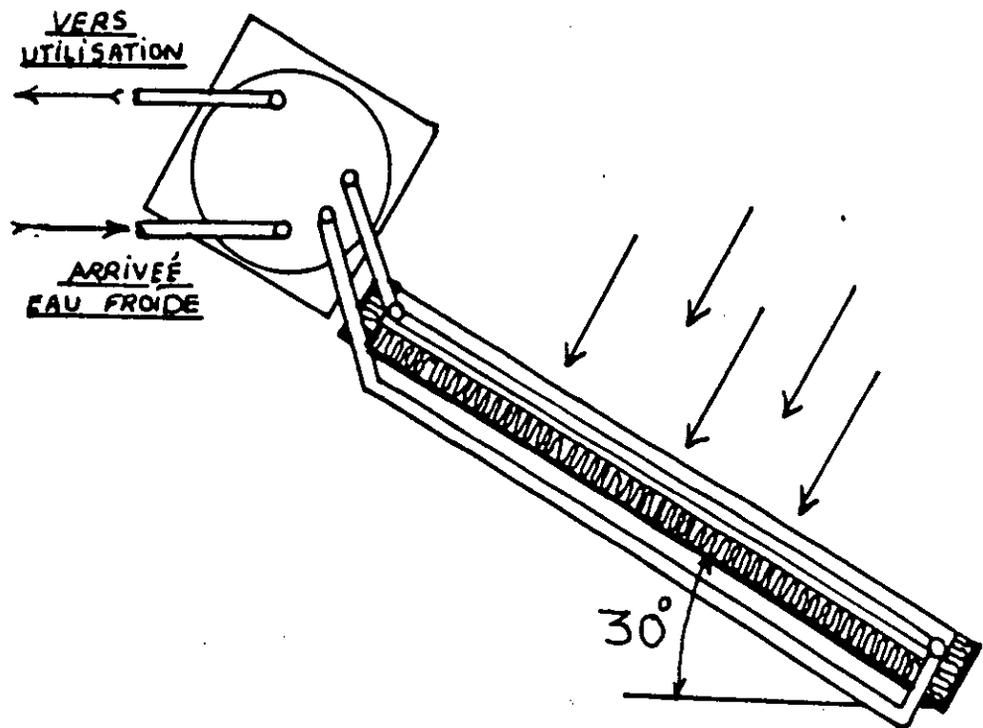


FIG 7-1: Schéma de principe

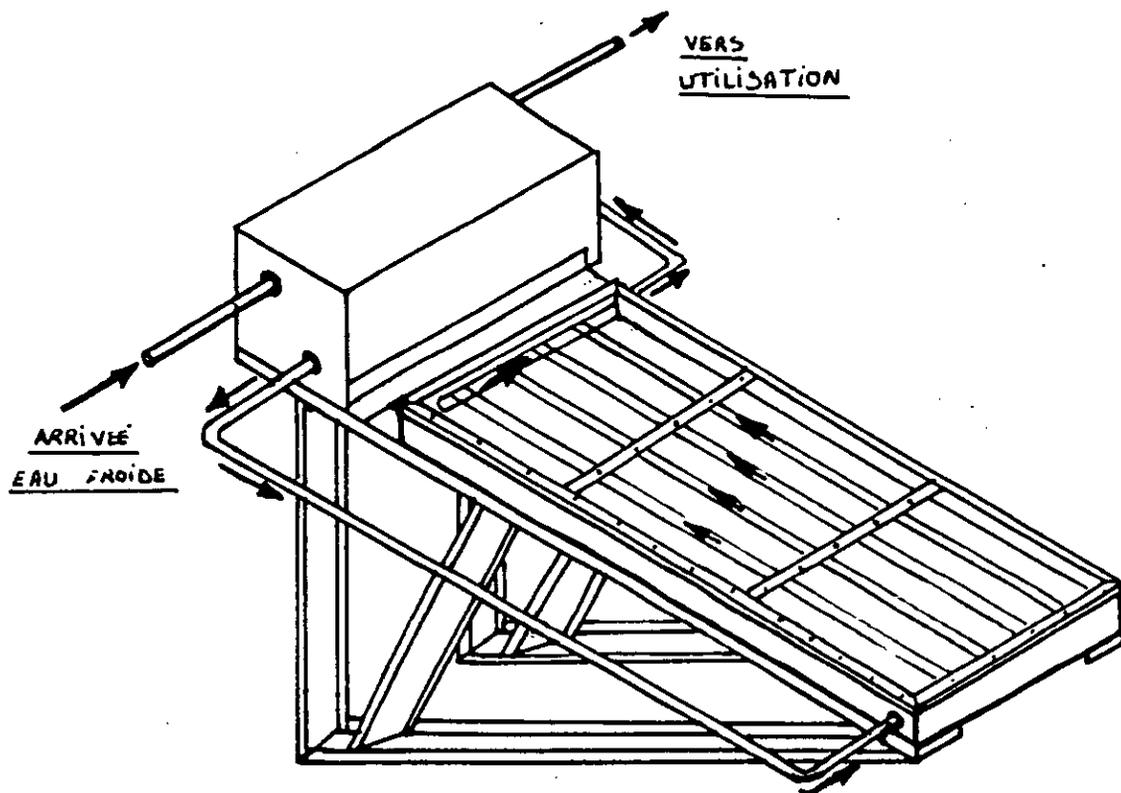


FIG 7-2: Schéma synoptique du chauffe-eau Solaire.

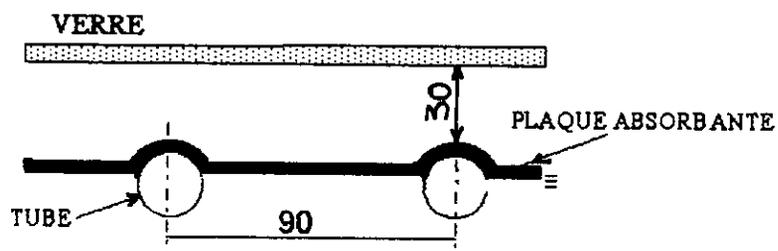


FIG 7-4 : Espace entre tubes et espace entre
La plaque absorbante et le verre

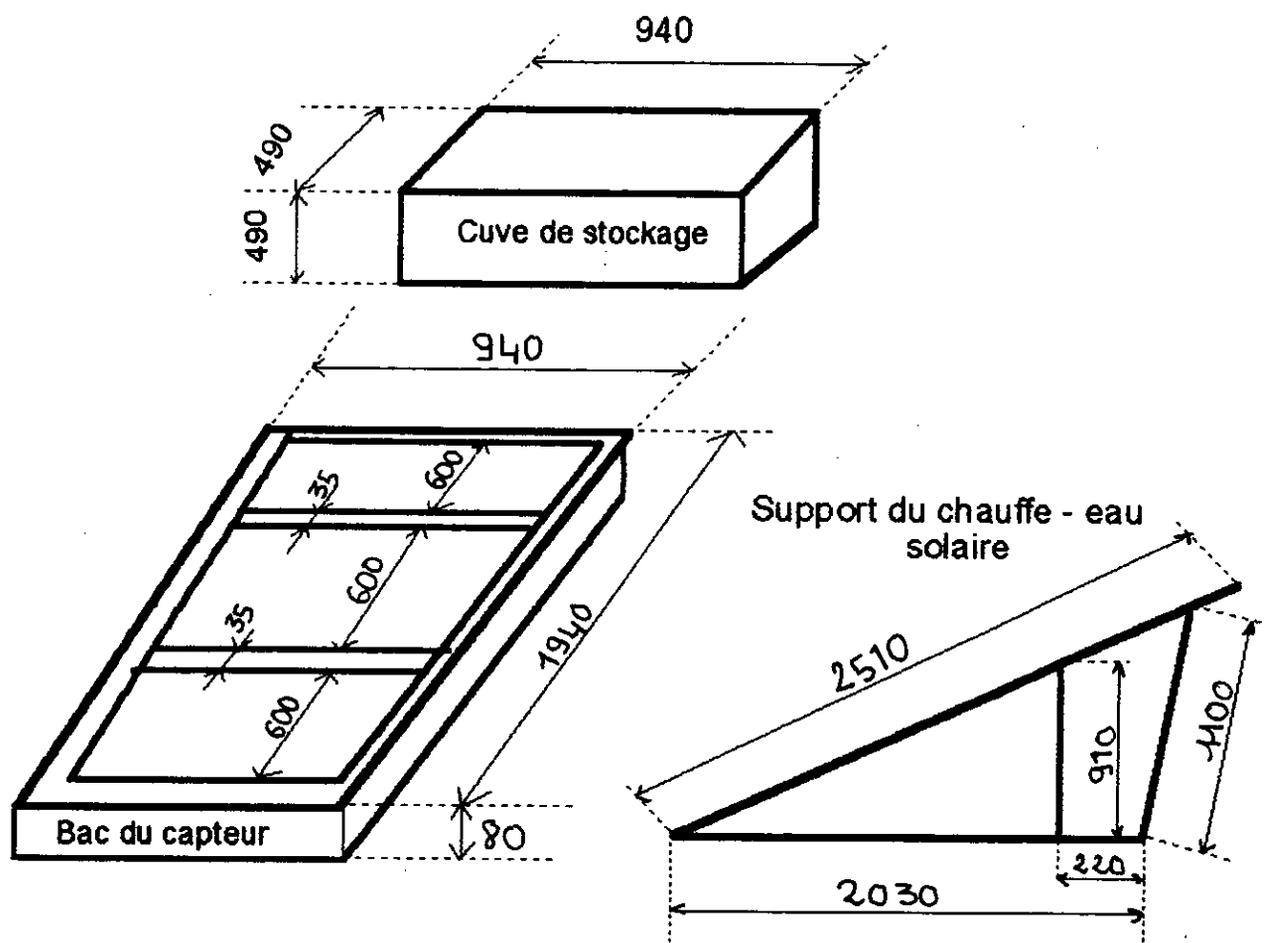


FIG 7-3 : Dimensionnement du chauffe-eau solaire

7.1.2 Caractéristique de la cuve de stockage :

Capacité : 110 litres

Enveloppe : 0,49 x 0,49 x 0,95 m³

Isolant : mousse polyuréthane

Dans la cuve existe une lame d'air de hauteur h pour éviter une surpression dans les conduites lors de la dilatation de l'eau (par augmentation de la température).

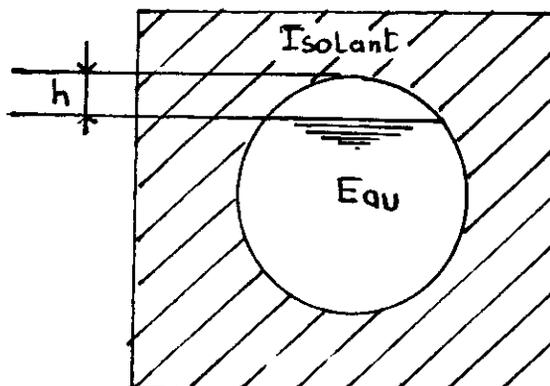


FIG (7 - 5) : Coupe transversale de la cuve montrant la lame d'air

7.1.3 Conduites :

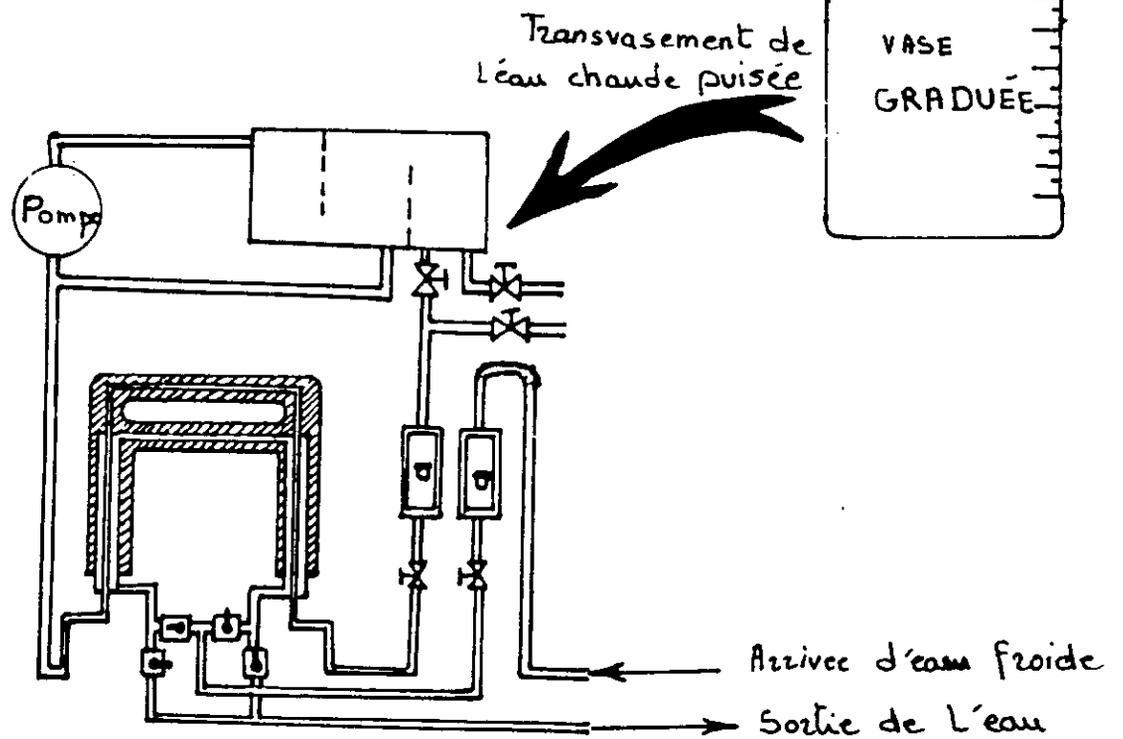
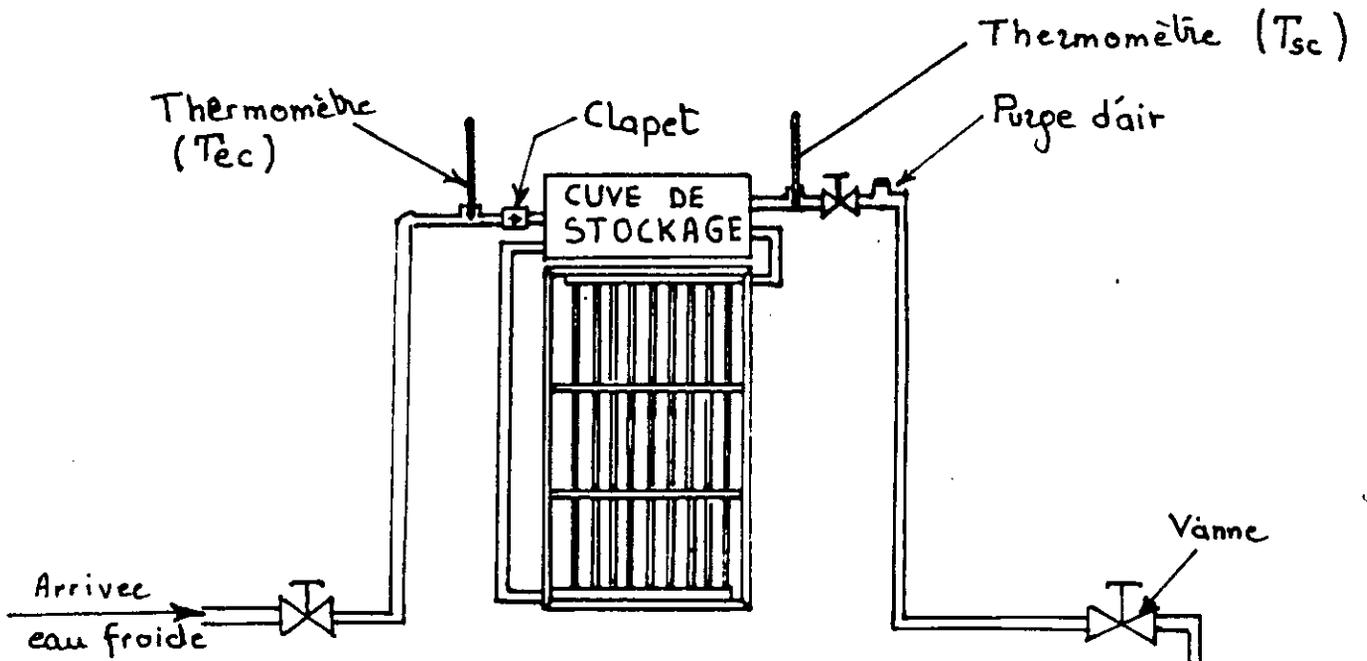
Ce sont des tubes en acier de diamètre 26/34 qui relient la cuve de stockage avec le capteur solaire . Ces tubes sont recouverts d'une isolation en Armaflex .

7.2 Description du système étudié :

7.2.1 Introduction :

Le dispositif que nous avons étudié comporte deux parties distinctes . La première se trouvant sur la terrasse du laboratoire d'énergétique est constitué d'un chauffe - eau solaire . La deuxième partie , à l'intérieur du laboratoire est constitué d'un échangeur à tubes concentrique et d'une pompe de circulation . La cuve du chauffe - eau solaire est relié à l'échangeur de chaleur par des conduites en cuivre de diamètre 14 / 16 et d'une longueur de 30 m ; le capteur solaire est orienté vers le sud et incliné d'un angle de 30° par rapport à l'horizontale fig. (7 - 1) .

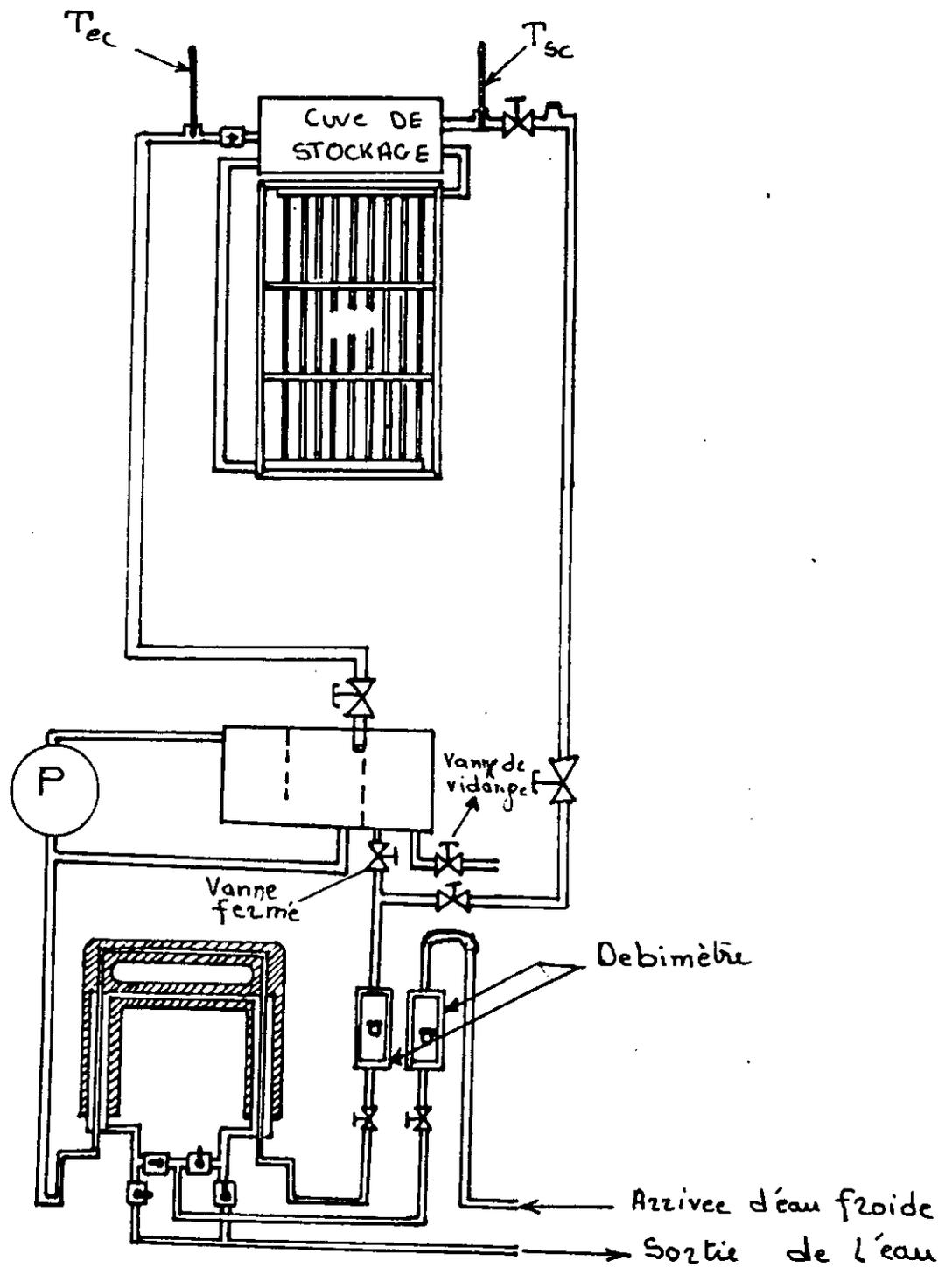
a. Chauffe-eau solaire :



b. Echangeur de chaleur :

FIG 7-6 : Schéma de la première partie de l'expérience.

a. Chauffe-eau solaire .



b: Echangeur de chaleur .

FIG 7-7 : Schéma de la deuxième partie de l'expérience

Les coordonnées du site sont [13] -

Altitude : 62 m
Latitude : 36 . 43' Nord
Longitude : 03 . 08 Est

Le fluide caloporteur utilisé est de l'eau distillé .

7.2.2 Relevé de température :

Nous avons procédé au prélèvement de trois mesures de température à l'aide de thermomètres et cela pour chaque manipulation fig. (7 - 6) .

avec

T_a : température ambiante .
 T_{ec} : température de l'eau à l'entrée de la cuve de stockage
 T_{sc} : température de l'eau à la sortie de la cuve de stockage

7.2.3 Manipulation :

Notre travail consistait , en premier lieu , à évaluer le volume d'eau puisé dans la cuve de stockage à des températures fixées préalablement (50°C et 60°C) . Le choix de ces températures , est basé sur les besoins en eau chaude dans un foyer (bain , ménage , etc...)

Dès que la température de l'eau puisée , descend à 48°C pour le puisage à 50°C, ou à 58°C pour le puisage à 60 °c , On ferme la vanne de la cuve et on procède au remplissage de celle ci à l'aide d'une pompe

Afin de réutiliser cette eau , pour le remplissage de la cuve , on la refroidit à l'aide de l'échangeur de chaleur fig. (7 - 6) .

La deuxième partie de l'expérience consiste à raccorder le chauffe - eau solaire à l'échangeur de chaleur , afin de réaliser un circuit fermé fig. (7 - 7) .

L'échangeur de chaleur ainsi raccordé , permet de refroidir constamment , l'eau chauffée préalablement dans le capteur solaire . Dans cette deuxième partie , on règle le débit d'eau froide , dans l'échangeur , à 3000 cm³ / min . Le débit d'eau chaude , est réglé à 1000 cm³ / min puis à 2000 cm³ / min et enfin à 3000 cm³ / min .

7.3 Résultats et interprétations :

7.3.1 Première partie de la manipulation :

Lors de la première manipulation, on a procédé à deux jours de puisage d'eau à 50°C et à deux jours de puisage à 60°C, et cela, afin de déterminer la meilleure température d'utilisation, pour l'obtention de la plus grande quantité de chaleur.

A partir des tableaux (7-1), (7-2), (7-3) et (7-4), on a constaté que le puisage à 50° donne un volume d'eau d'environ 150 litres par jour, avec une quantité de chaleur récupérée (Q) par le fluide caloporteur, d'environ :

$$Q = m \cdot c_p (T_{sc} - T_{ec}) = 150 \times 1 \times (50 - 25)$$
$$Q = 3750 \text{ Kcal}$$

avec :

m : volume d'eau puisé pendant la journée en litre

c_p : chaleur spécifique égale à 1 Kcal / Kg K.

T_{sc} : température de l'eau à la sortie de la cuve (K).

T_{ec} : température de l'eau à l'entrée de la cuve (K).

Par contre, le puisage à 60°C donne un volume d'eau d'environ 58 litres et une quantité de chaleur récupérée par le fluide caloporteur de 1914 Kcal. Ces résultats, sont nettement inférieurs aux précédents, et cela malgré que, le flux de chaleur global incident sur le capteur pour les journées du 09 et 11 juin 1997 (puisage à 60°C) soit supérieur à celle des journées du 07 et 08 juin 1997 (puisage à 50°C).

07/06/97

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	Qep (L)
9 ^h 15	31.4	25	55	58
10 ^h 30	31.4	/	44	/
11 ^h 05	30.2	/	44	/
11 ^h 30	32.4	/	47	/
12 ^h 00	33.8	26.5	50.8	51
13 ^h 30	34.8	/	48	/
14 ^h 35	34.6	27	52	64.3
15 ^h 05	33.2	/	43	/
15 ^h 50	32	/	45.5	/
16 ^h 20	31.2	/	47	/

tableau 7-1 : puisage d'eau a 50°C

08/06/97

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	Qep (L)
9 ^h 40	30	/	45	/
10 ^h 20	31	/	49	/
10 ^h 35	31	23	51	53
12 ^h 30	30.2	/	49	/
13 ^h 00	30.4	24	53	57.4
13 ^h 45	30.2	/	44	/
14 ^h 15	31	/	45	/
14 ^h 45	29.8	/	48	/
15 ^h 15	30.6	27	50.5	49
15 ^h 45	28.6	/	43	/
16 ^h 15	28.6	/	43	/

tableau 7-2 : puisage d'eau a 50°C

09/06/97

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	Qep (L)
9 ^h 00	24.8	/	43	/
10 ^h 00	25.6	/	45	/
11 ^h 00	28.2	/	51	/
11 ^h 30	29.2	/	53	/
13 ^h 00	31.4	27	63	58
14 ^h 00	31.8	/	47	/
15 ^h 00	30.6	/	52	/
16 ^h 00	26.8	/	51	/
16 ^h 30	27.8	/	53	/

tableau 7-3 : puisage d'eau a 60°C

11/06/97

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	Qep (L)
9 ^h 00	26.8	/	47	/
10 ^h 20	27.2	/	52	/
11 ^h 00	26.4	/	53	/
12 ^h 30	29.6	/	59	/
13 ^h 00	29.6	27	62	58
14 ^h 00	30.2	/	44	/
15 ^h 00	28.8	/	47	/
16 ^h 00	28.2	/	50	/

tableau 7-4 : puisage d'eau a 60°C

7.3.2 Deuxième partie de la manipulation :

Nous présenterons les résultats sous forme de graphes, qu'on interprétera par la suite et nous porterons en annexe les tableaux des relèves des mesures effectuées durant notre expérience .

Tout d'abord , nous allons comparer, l'évolution de la température ambiante (T_a) avec celle de la puissance instantanée (P_i); car cette température représente l'un des facteurs extérieur qui agit sur le capteur solaire ; nous comparerons par la suite, les rendements journaliers.

Les figures (7 - 9), (7 -11), (7 -13), (7 -15) et (7 -19) représentent l'évolution de la puissance instantanée durant la journée . On y distingue deux périodes différentes, qui sont .

* Première période : Avant que le capteur n'atteigne le régime permanent , il passe par le régime transitoire dont la durée dépend, principalement, de la nature des matériaux constituant le dispositif de conversion thermique et du flux globale incident . C'est le phénomène de l'inertie thermique

* Deuxième période : Elle correspond au régime permanent

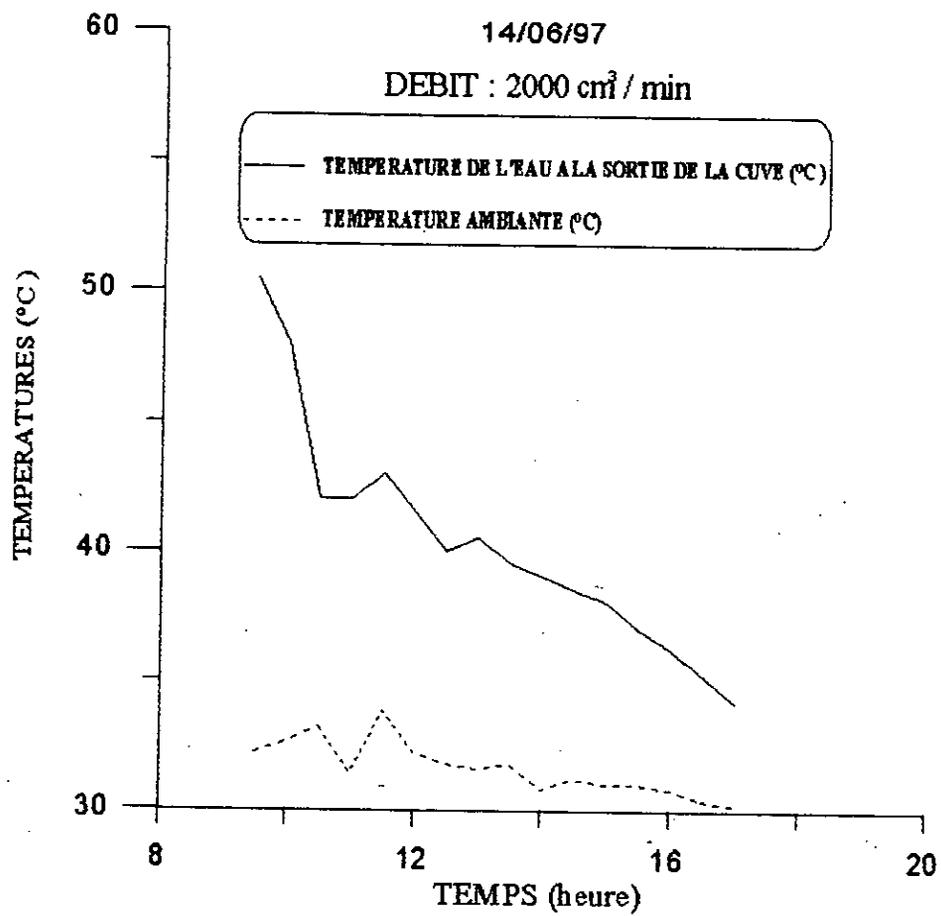


figure 7- 8 : Evolution des temperatures T_a et T_{ec} durant la journée

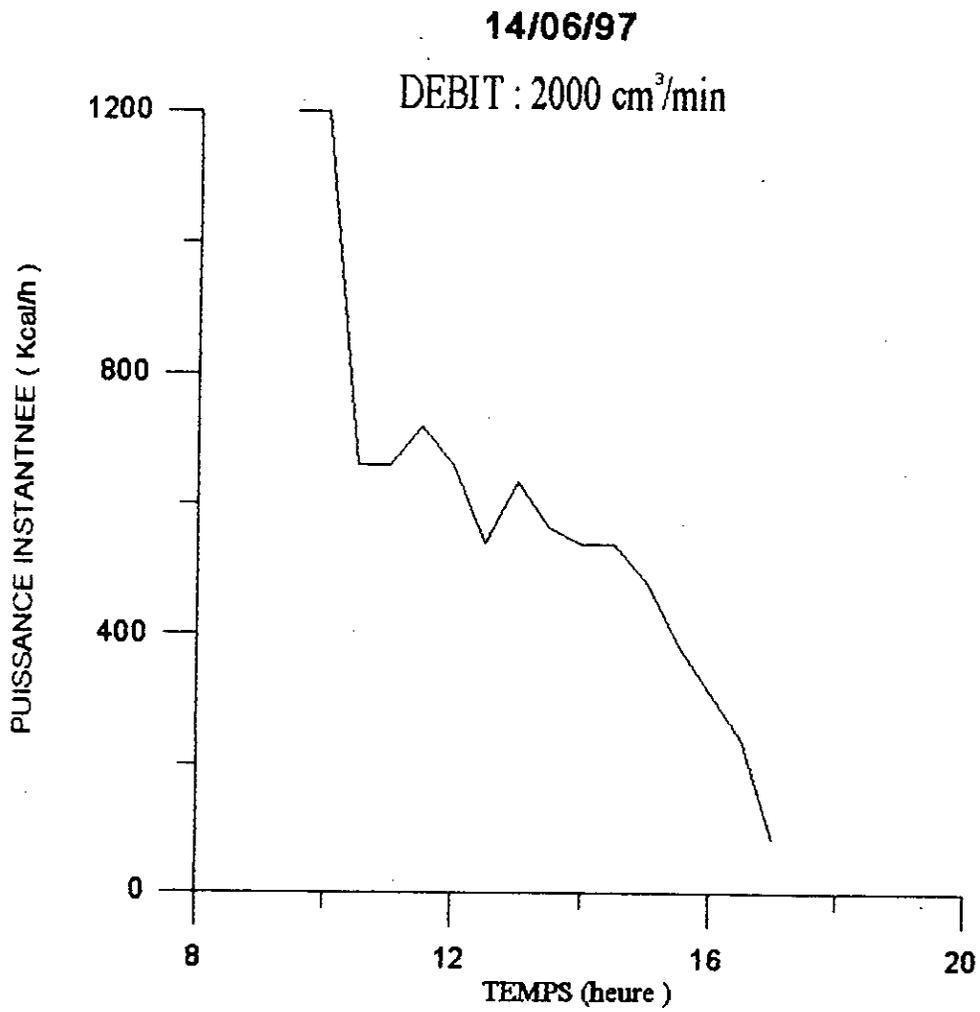


figure 7- 9: Evolution de la puissance instantanéé
durant la journée

15/06/97

DEBIT : 1000 cm³/min

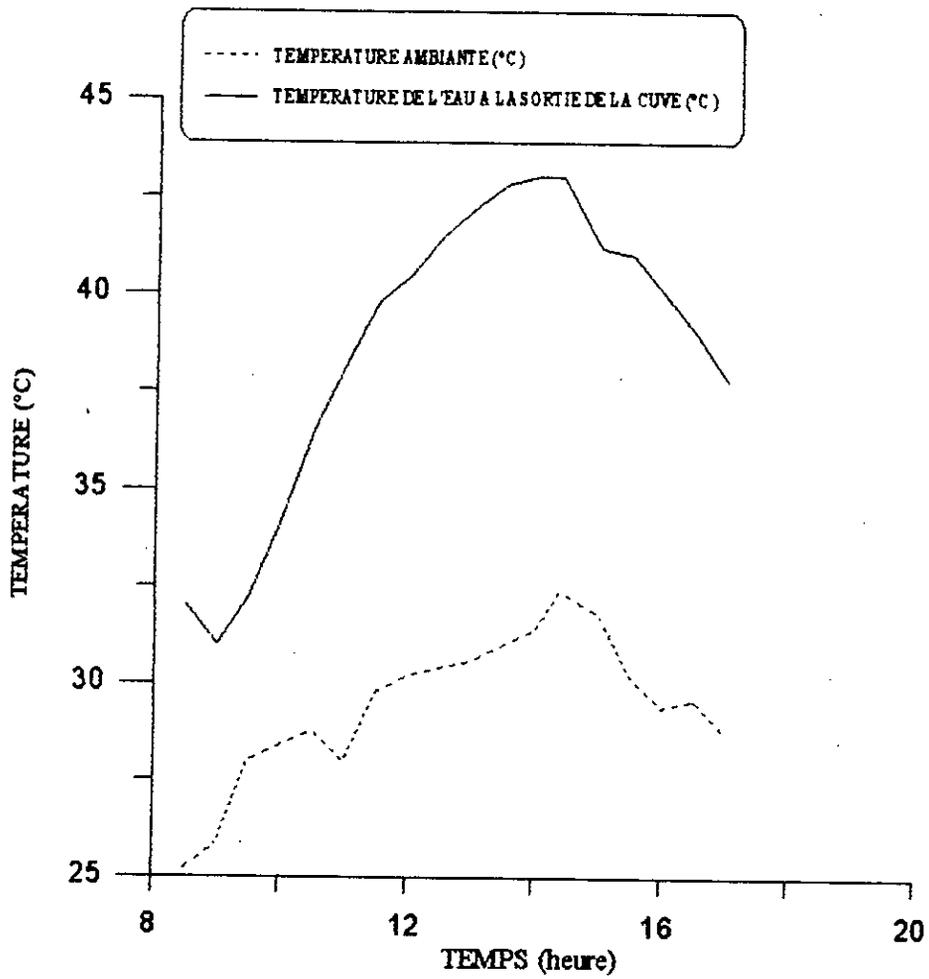


Figure 7-10: Evolution des températures T_a et T_{ec} durant la journée

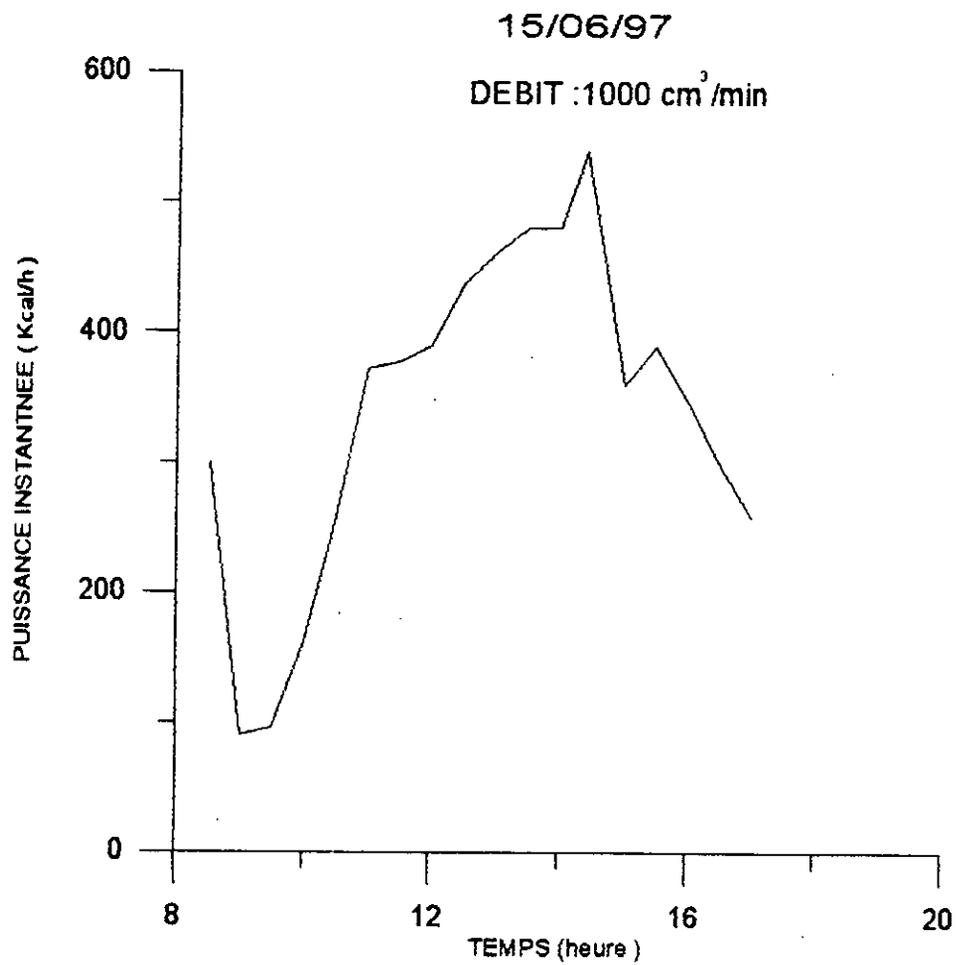


Figure 7-11: Evolution de la puissance instantanée durant la journée

Journée du 14 / 06 / 97

$I_c = 6942 \text{ Wh / m}^2$ flux global incident sur le capteur , donne par la centre et développement des énergies renouvelables (C.D.E.R) de BOUZAREAH.

$m_c = 2000 \text{ cm}^3 / \text{min}$ débit d'eau chaude .

* Entre 9^h 30 et 11^h 00 : Régime transitoire

* Entre 11^h 00 et 17^h 00 : La puissance instantanée atteint son maximum ($P_{i \max} = 720 \text{ kcal/h}$)
ou même instant on $T_{a \max} = 33,8^\circ \text{C}$.

D'après la fig. (7-8) , on remarque une baisse anormale de la température ambiante et cela à partir de 11^h 00 ; cela est due , principalement , aux conditions météorologiques de la journée (passage des nuages) , entraînant ainsi la diminution de la puissance instantanée .

Entre 12^h 00 et 12^h 30 , la puissance instantanée diminue brusquement , atteignant la valeur de $P_i = 540 \text{ kcal/h}$, cela est due à l'accumulation des nuages qui voilèrent totalement le soleil .

Journée du 15 / 06 / 97

$I_c = 5954 \text{ Wh / m}^2$

$m_c = 1000 \text{ cm}^3 / \text{min}$

* Entre 8^h 30 et 9^h 00 : Régime transitoire

* Entre 9^h 00 et 17^h 00 : La puissance instantanée suit la même évolution que la température ambiante , sauf entre 14^h 30 et 15^h 00 ou on note une diminution brusque de la puissance instantanée causée par le passage des nuages . On constate aussi que :

$P_{i \max} = 540 \text{ Kcal / h}$ à 14^h 30

$T_{a \max} = 32,4^\circ \text{c}$ à 14^h 30

16/06/97

DEBIT : 3000 cm³/min

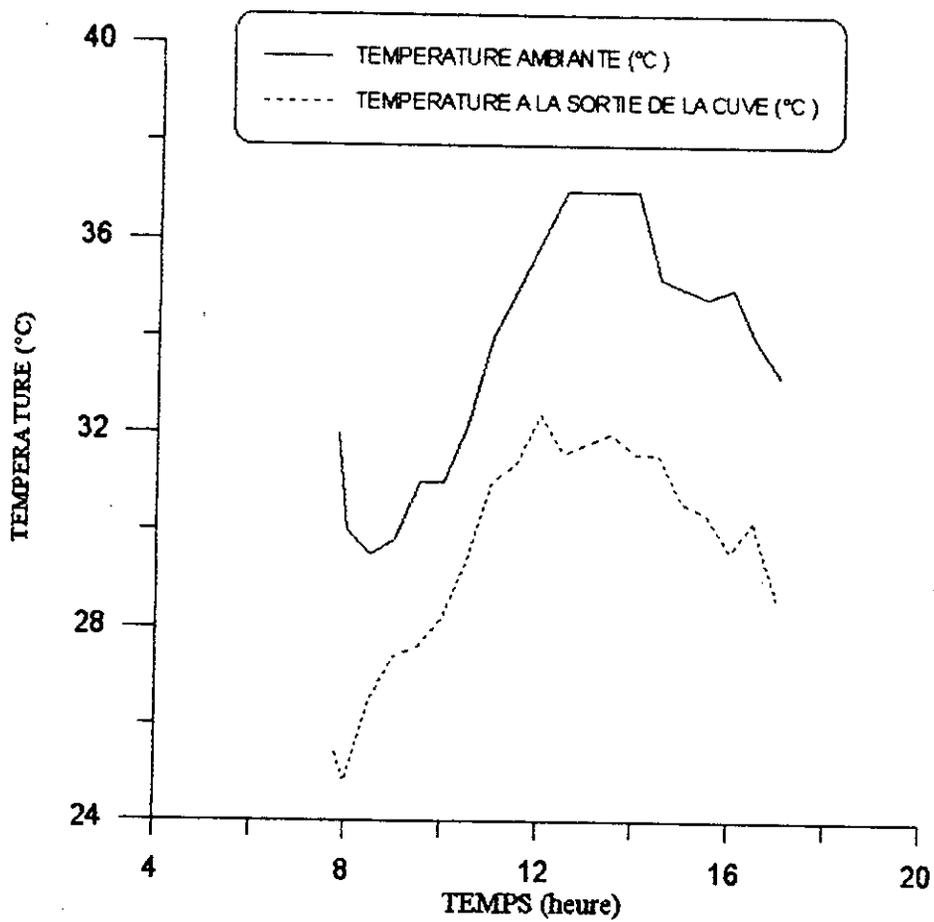


Figure 7-2J: Evolution des températures T_a et T_{cc} durant la journée

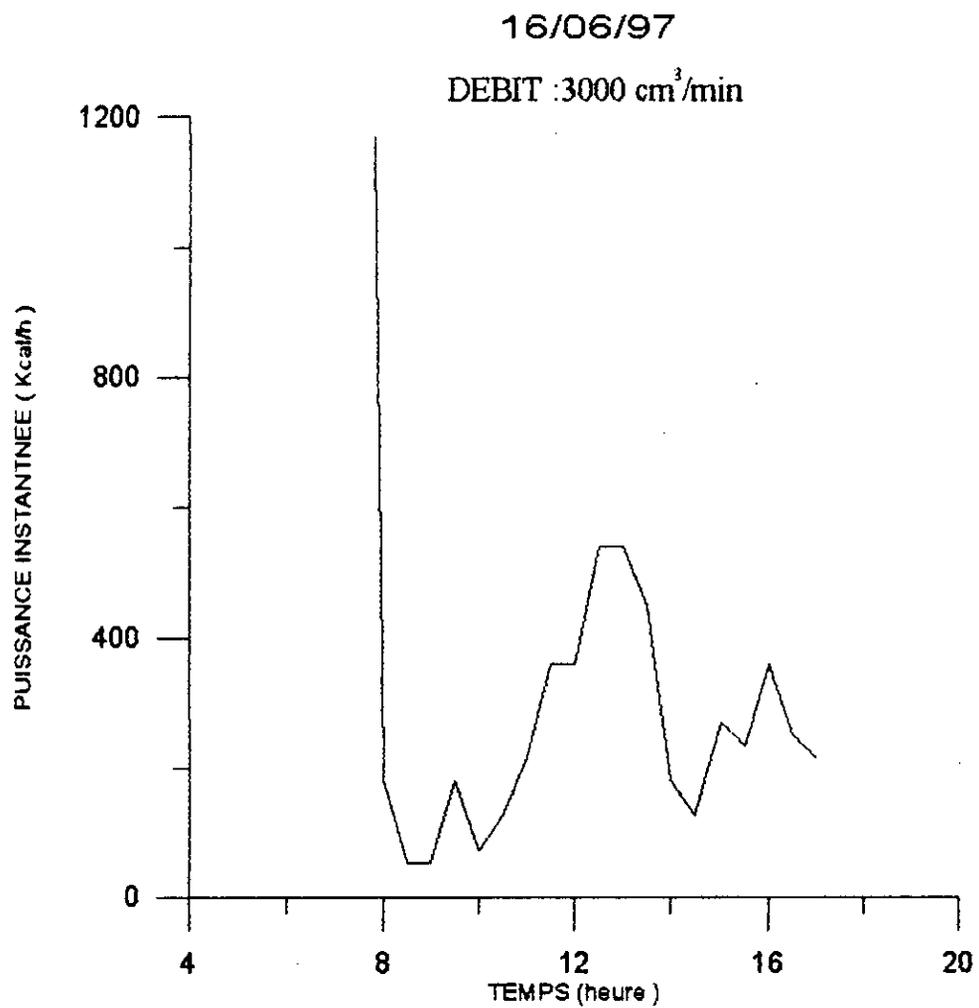


Figure 7-β : Evolution de la puissance instantanée durant la journée

17/06/97

DEBIT : 2000 cm³/min

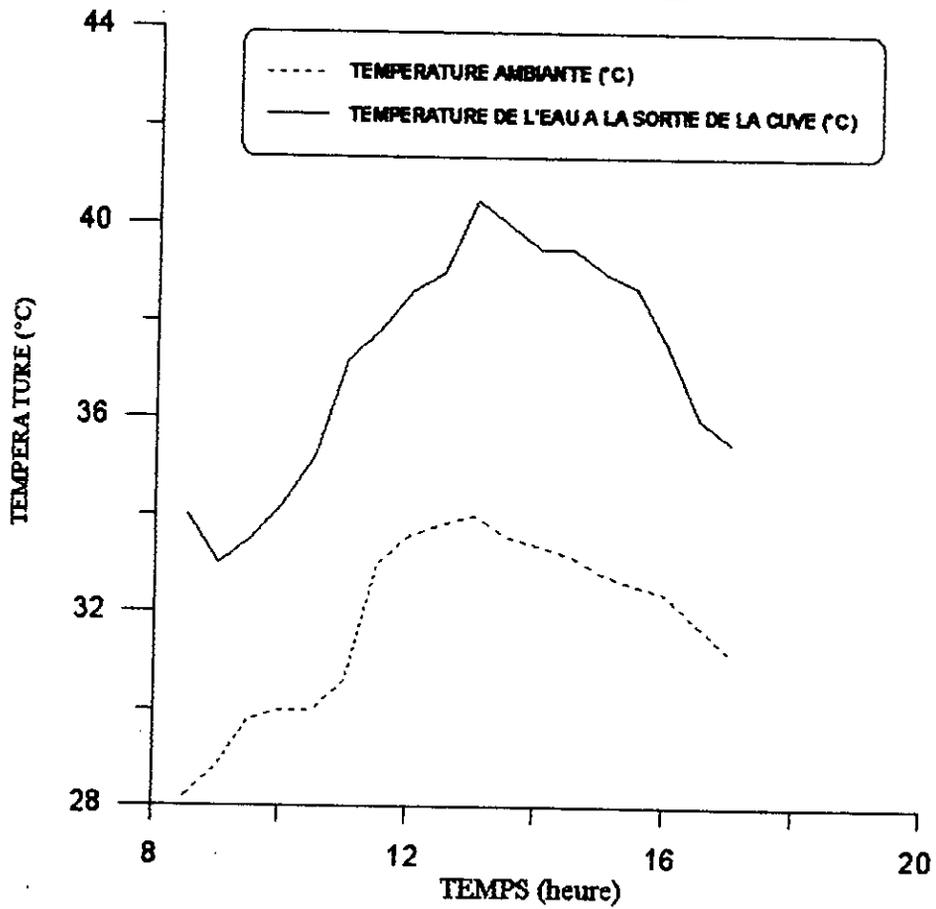


Figure 7-14: Evolution des températures T_a et T_{ec} durant la journée

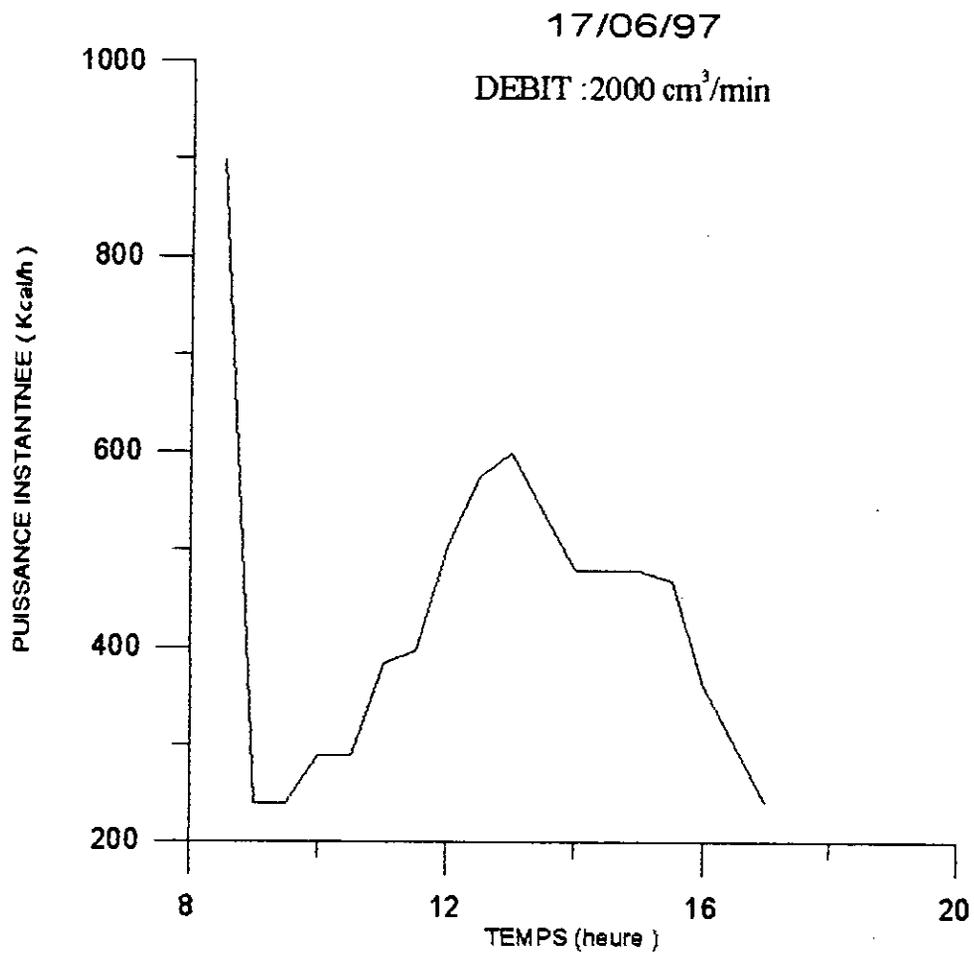


Figure 7-15 : Evolution de la puissance instantanée durant la journée

Journée du 16/06/97:

$$I_c = 6828 \text{ Wh/m}^2$$

$$\text{Débit} = 3000 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Entre 7^h50 et 9^h00: Régime transitoire.

Entre 9^h00 et 17^h00: Les fluctuations observées sur la figure (7-13), sont causées par un débit important (3000 cm³/min), qui crée des perturbations dans la cuve de stockage à l'intérieur de laquelle l'eau chaude se mélange avec l'eau froide.

Il aurait fallu, dans ce cas, placer deux thermomètres: l'un à la sortie du capteur et l'autre à l'entrée du capteur, pour mieux évaluer la puissance instantanée récupérée par le fluide caloporteur, ou déplacer la cuve de stockage, pour contrôler d'avantage la circulation du fluide dans le chauffe - eau solaire.

Journée du 17/06/97:

$$I_c = 6960 \text{ Wh/m}^2$$

$$\text{DEBIT} = 2000 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Entre 7^h50 et 9^h30: Régime transitoire.

Entre 9^h30 et 17^h00: L'évolution de la puissance instantanée, suit parfaitement celle de la température ambiante, car la journée était très claire (sans nuages)

Nous avons :

$$P_{i \text{ max}} = 600 \text{ Kcal/h} \quad \text{à} \quad 13^{\text{h}}00$$

$$T_{a \text{ max}} = 34^{\circ}\text{C} \quad \text{à} \quad 13^{\text{h}}00$$

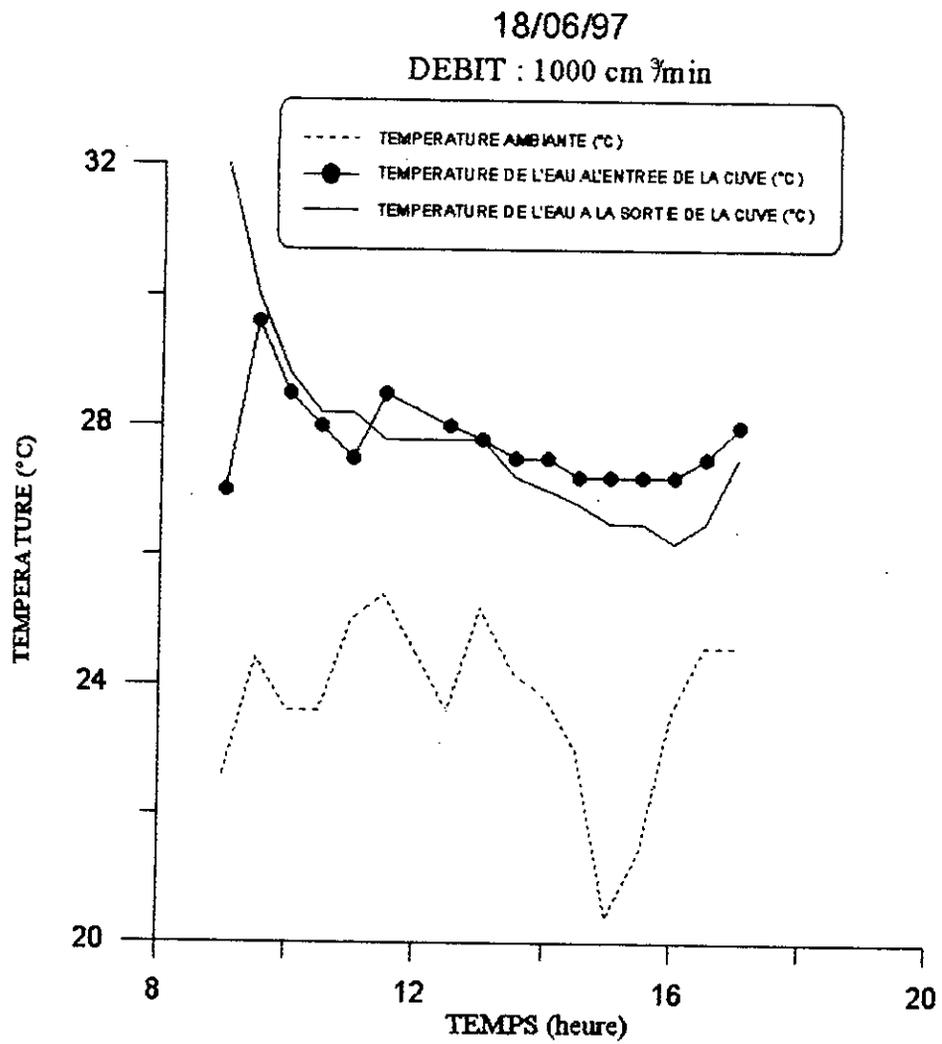


Figure 7-16 : Evolution des temperatures T_a , T_{ec} et T_{sc} durant la journée

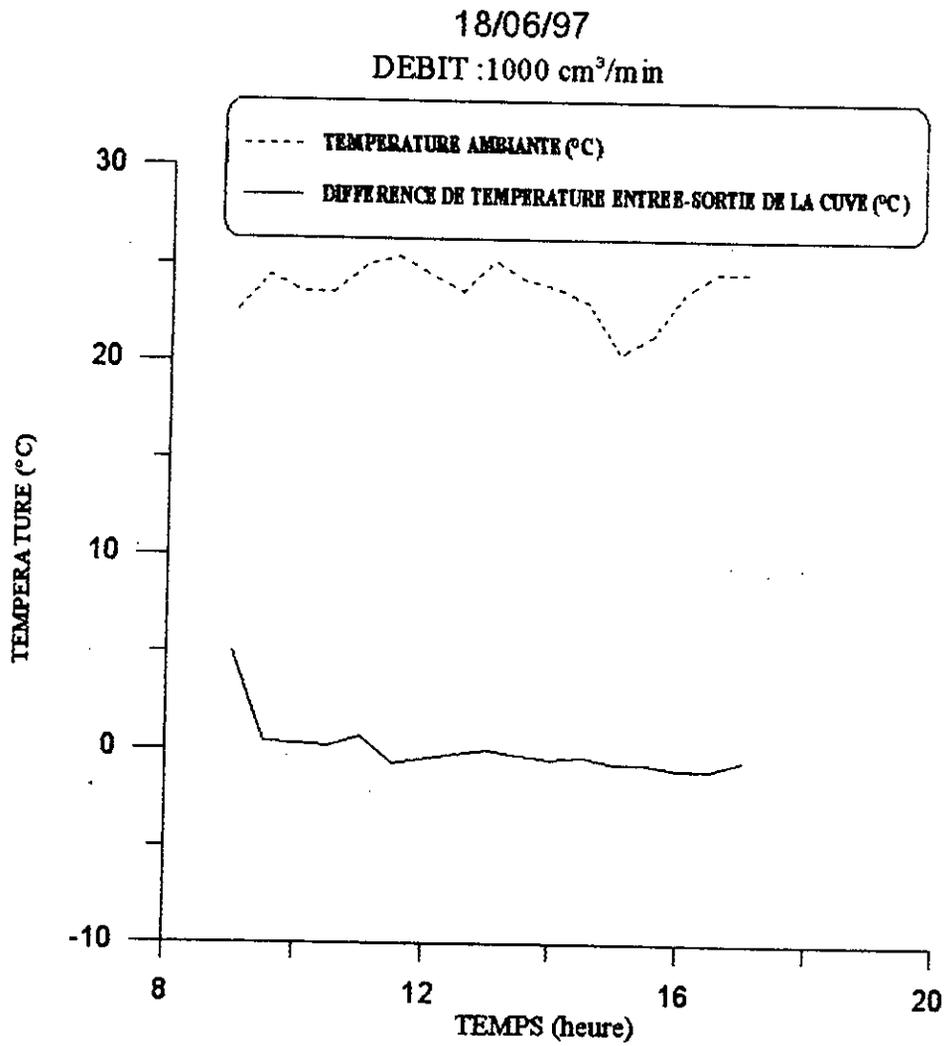


Figure 7-17 : Evolution des temperatures T_a , T_{ec} et T_{sc} durant la journée

21/06/97

DEDIT : 1000 cm³/min

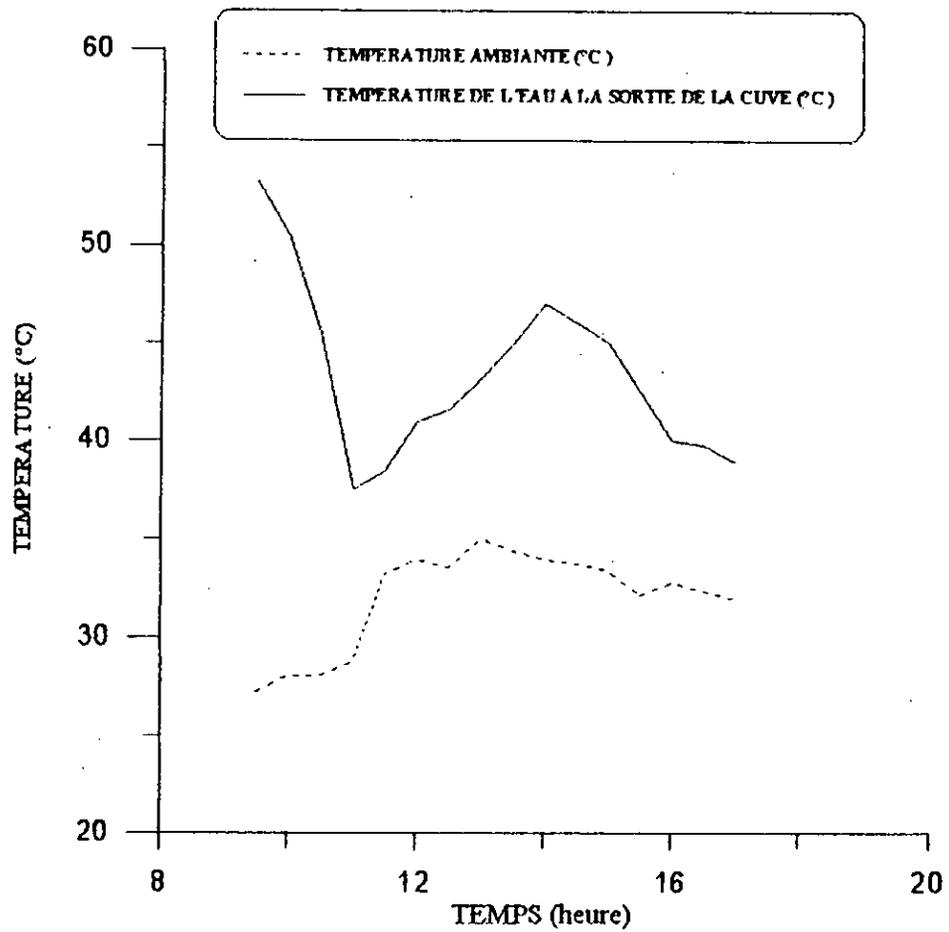


Figure 7-18 : Evolution des températures T_a et T_{sc} durant la journée

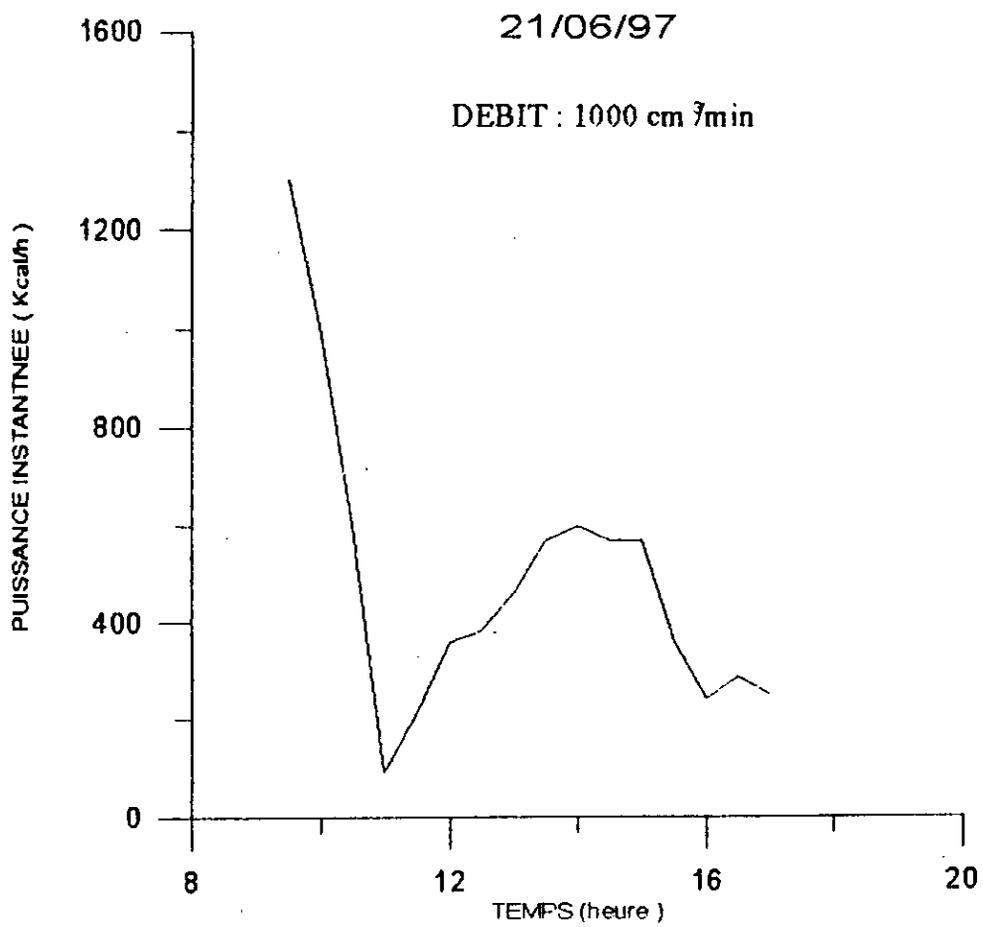


Figure 7-19 : Evolution de la puissance instantanée durant la journée

Journée du 18/06/97:

$I_e = 1803 \text{ Wh/m}^2$ On note que le flux global I_e est inférieur à la plus faible valeur mensuelle de l'année .

$$\text{DEBIT} = 1000 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Entre 9^h00 et 9^h30: Régime transitoire.

Entre 9^h30 et 17^h00: Cette journée a été marquée par un ciel couvert, suivi de quelques averses.

On remarque, que la différence de température ΔT , entre la sortie et l'entrée de la cuve de stockage, est faible et cela entre 9^h30 et 11^h00, puis, devient négative, car le fluide caloporteur ne s'échauffe plus. Ce phénomène s'explique par l'arrêt de l'effet thermosiphon, qui se produit, lorsque l'ensoleillement cesse petit à petit, annulant ainsi le débit: c'est le rayonnement du seuil dynamique.

L'eau circulera seulement dans la cuve de stockage, dès que l'effet du thermosiphon est annulé.

Journée du 21/06/97:

$$I = 7214 \text{ Wh/m}^2$$

$$\text{DEBIT} = 1000 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Entre 9^h50 et 11^h00: Régime transitoire

Entre 11^h00 et 17^h00: D'après les figures (7 -18) et (7 -19), nous avons:

$$P_{i \text{ max}} = 600 \text{ Kcal/h} \quad \text{à} \quad 14^{\text{h}}00$$

$$T_{a \text{ max}} = 35^{\circ}\text{C} \quad \text{à} \quad 13^{\text{h}}00$$

On constate, un léger décalage entre les deux maxima et cela a cause de l'inertie thermique des éléments du capteur.

Entre 15^h30 et 16^h00, nous avons une diminution brusque de la pression instantanée P_i à cause de passage des nuages.

7-3-3. Rendement journalier:

A partir des courbes de la puissance instantanée et des données météorologiques, on peut calculer le rendement du chauffe-eau solaire, pour chaque jour, par la relation suivante:

$$\eta_j = \frac{q_a}{I_c}$$

ou η_j : rendement journalier.

I_c : Flux incident donné par le centre C.D.E.R de BOUZAREAH.

q_a : quantité de chaleur absorbé par le fluide caloporteur. Elle est déterminée par l'aire délimitée par les courbes de la puissance instantanée en fonction du temps, représentées sur les figures (7-9) , (7-11) , (7-13) , (7-15) et (7-19) .

Jour	Débit (cm ³ /min)	q_a (Wh/m ²)	I_c (Wh/m ²)	η_j
14/06/97	2000	6099.904	6942	0.8743
15/06/97	1000	4585.885	5954	0.7702
16/06/97	3000	3727.973	6828	0.5759
17/06/97	2000	5372.105	6960	0.7718
18/06/97	1000	-	1803	0
21/06.97	1000	4820.077	7214	0.6680

TABLEAU 7-5: Rendement journalier du chauffe-eau solaire

D'après le tableau ci dessus, on constate que les meilleurs rendements sont obtenus avec un débit de 2000 Cm³/min ,mais aussi qu'un débit élevée peut perturber la circulation en thermosiphon.

Remarque: Les fluctuations de la température ambiante observées sur les figures précédentes sont dues au mauvais isolement du thermomètre des effets du vent.

7-4. Conclusion:

- A partir des premières manipulations, nous estimons qu'un plus grand nombre de puisage (3 puisage pour une journée claire) ne peut se faire, que lorsque l'eau de la cuve de stockage atteint la température de 50°C.
- Dans la deuxième partie de l'expérience, l'utilisation d'un débit de 2000 cm³/min, est avéré préférable, pour un fonctionnement du chauffe-eau solaire en circuit fermé. Cependant, il convient d'adopter une configuration, dans laquelle la circulation du fluide ne perturbe pas celle en thermosiphon dans le capteur. il est donc préférable, d'utiliser le chauffe - eau pour des puisage d'eau intermittent.

7-5 Problème rencontré:

Notre ambition, a été au départ, l'étude technico - économique du chauffe - eau solaire, et pour cela il aurait fallu étudier, les performances durant une année ; devant l'indisponibilité de tels résultats, pourtant existants au centre de développement des énergies renouvelables (C.D.E.R) de BOUZAREAH, nous a contraint a supprimer l'étude économique .

Cependant, pour faire une étude économique d'un appareil fonctionnant à l'énergie solaire , il suffit de comparer son coût de revient avec un appareil de même utilité, mais qui fonctionne avec une énergie classique (fuel , gaz) . Cette étude, n'est valable que dans des conditions bien déterminées, car beaucoup de paramètres peuvent influencer cette étude (l'emplacement, flux global incident, besoins en eau chaude, ...)

-Conclusion générale -

Les prix des énergies classiques (obtenue par combustion du fuel ou de gaz) ont tendance à augmenter actuellement, alors que l'énergie solaire est disponible en tout lieu, inépuisable, non polluante.

L'emploi de l'énergie solaire pour le chauffage de l'habitat et la production d'eau chaude, est désormais possible et d'actualité.

L'Algérie est un pays très vaste, dont 85% du territoire présente un ensoleillement quasi - permanent; toutes ces raisons font que l'énergie solaire est certainement la forme d'énergie, la plus prometteuse pour notre pays.

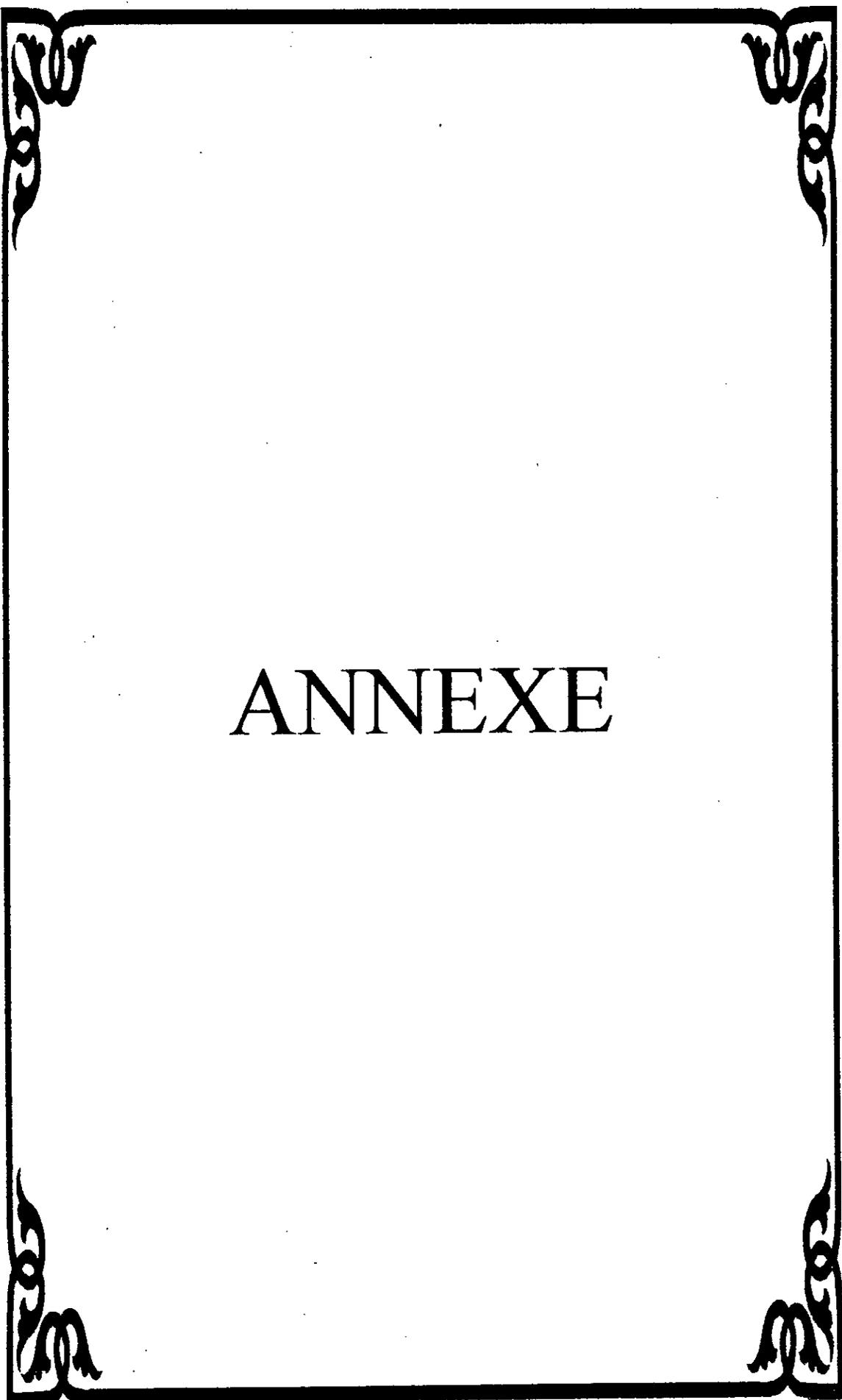
L'influence de beaucoup de paramètres (vitesse du vent, durée d'ensoleillement, variations de l'intensité de rayonnement globale incident,...) agissent sur les performances du chauffe-eau solaire. Il peut donc s'avérer indispensable, dans certaines conditions, d'installer un autre dispositif de chauffage.

La solution est d'utiliser le chauffe-eau solaire en relevé de chaudière. Pendant les heures où l'irradiation descend en dessous du seuil dynamique, la chaudière prend le relais; on réalise alors une économie s'étalant sur une partie plus ou moins longue de la journée.

L'acquisition est l'installation du chauffe-eau solaire, qui ^{est} demandée beaucoup de temps à limiter la période d'expérience, cependant, une étude plus approfondie sur les performances du chauffe-eau solaire, nécessite des expériences, s'étalant sur une année au moins.

Quelques suggestions, seraient utiles pour un meilleur fonctionnement et un bon rendement du chauffe-eau solaire. Pour cela nous préconisons un nettoyage très fréquent du vitrage afin de limiter des dépôts de poussières. Il faut également, prévoir un nettoyage des tubes du capteur, afin de supprimer des dépôts de calcaire, dans le cas d'utilisation d'eau brute comme fluide caloporteur.

L'échangeur de chaleur se trouvant dans le laboratoire d'énergétique, dispose d'une résistance électrique qui chauffe l'eau pour les besoins des expériences. L'expérience qu'on a faite, nous a permis de chauffer l'eau dans notre capteur solaire, remplaçant ainsi la résistance de l'échangeur. On peut donc, intégrer notre chauffe-eau solaire, à l'équipement de travaux pratiques de transfert thermique.



ANNEXE

A 1 : RELEVES DE TEMPERATURE DU 14/06/97**DEBIT : 2000 cm³/min**

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	ΔT (°C)	Pi (Kcal/h)
9 ^h 30	32.2	40.5	50.5	10	1200
10 ^h 00	32.6	38	48	10	1200
10 ^h 30	33.2	36.5	42	5.5	660
11 ^h 00	31.4	36.5	42	5.5	660
11 ^h 30	33.8	37	43	6	720
12 ^h 00	32.2	36	41.5	5.5	660
12 ^h 30	31.8	35.5	40	4.5	540
13 ^h 00	31.6	35.2	40.5	5.3	636
13 ^h 30	31.8	34.8	39.5	4.7	564
14 ^h 00	30.8	34.5	39	4.5	540
14 ^h 30	31.2	34	38.5	4.5	540
15 ^h 00	31	34	38	4	480
15 ^h 30	31	33.8	37	3.2	384
16 ^h 00	30.8	33.6	36.2	2.6	312
16 ^h 30	30.4	33.2	35.2	2	240
17 ^h 00	30.2	33.5	34.2	0.7	84

A 2 : RELEVES DE TEMPERATURE DU 15/06/97**DEBIT : 1000 cm³/min**

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	ΔT (°C)	Pi (Kcal/h)
8 ^h 30	25.2	27	32	5	300
9 ^h 00	25.8	29.5	31	1.5	90
9 ^h 30	28	30.6	32.2	1.6	96
10 ^h 00	28.4	31.5	34.2	2.7	162
10 ^h 30	28.8	32.2	36.5	4.3	258
11 ^h 00	28	32	38.2	6.2	372
11 ^h 30	29.8	33.5	39.8	6.3	378
12 ^h 00	30.2	34	40.5	6.5	390
12 ^h 30	30.4	34.2	41.5	7.3	438
13 ^h 00	30.6	34.5	42.2	7.7	462
13 ^h 30	31	34.8	42.8	8	480
14 ^h 00	31.4	35	43	8	480
14 ^h 30	32.4	34	43	9	540
15 ^h 00	31.8	35.2	41.2	6	360
15 ^h 30	30.2	34.5	41	6.5	390
16 ^h 00	29.4	34.2	40	5.8	348
16 ^h 30	29	34	39	5	300
17 ^h 00	28.8	33.5	37.8	4.3	258

A 3 : RELEVES DE TEMPERATURE DU 16/06/97**DEBIT : 3000 cm³/min**

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	ΔT (°C)	Pi (Kcal/h)
7 ^h 50	25.4	25.5	32	6.5	1170
8 ^h 00	24.8	29	30	1	180
8 ^h 30	26.5	29.2	29.5	0.3	54
9 ^h 00	27.4	29.5	29.8	0.3	54
9 ^h 30	27.6	30	31	1	180
10 ^h 00	28.2	30.6	31	0.4	72
10 ^h 30	29.4	31.5	32.2	0.7	126
11 ^h 00	31	32.8	34	1.2	216
11 ^h 30	31.4	33	35	2	360
12 ^h 00	32.4	34	36	2	360
12 ^h 30	31.6	34	37	3	540
13 ^h 00	31.8	34	37	3	540
13 ^h 30	32	34.5	37	2.5	450
14 ^h 00	31.6	36	37	1	180
14 ^h 30	31.6	34.5	35.2	0.7	126
15 ^h 00	30.6	33.5	35	1.5	270
15 ^h 30	30.4	33.5	34.8	1.3	234
16 ^h 00	29.6	33	35	2	360
16 ^h 30	32	32.6	34	1.4	252
17 ^h 00	28.6	32	33.2	1.2	216

A 4 : RELEVES DE TEMPERATURE DU 17/06/97**DEBIT : 2000 cm³/min**

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	ΔT (°C)	Pi (Kcal/h)
8 ^h 30	28.2	26.5	34	7.5	900
9 ^h 00	28.8	31	33	2	240
9 ^h 30	29.8	31.5	33.5	2	240
10 ^h 00	30	31.8	34.2	2.4	288
10 ^h 30	30	32.8	35.2	2.4	288
11 ^h 00	30.6	34	37.2	3.2	384
11 ^h 30	33	34.5	37.8	3.3	396
12 ^h 00	33.6	34.4	38.6	4.2	504
12 ^h 30	33.8	35	39	4.8	576
13 ^h 00	34	35.5	40.5	5	600
13 ^h 30	33.6	35.5	40	4.5	540
14 ^h 00	33.4	35.5	39.5	4	480
14 ^h 30	33.2	35.5	39.5	4	480
15 ^h 00	32.8	35	39	4	480
15 ^h 30	32.6	34.8	38.7	3.9	468
16 ^h 00	32.4	34.5	37.5	3	360
16 ^h 30	31.8	33.8	36	2.5	300
17 ^h 00	31.2	33.5	35.5	2	240

A 5 : RELEVES DE TEMPERATURE DU 18/06/97**DEBIT : 1000 cm³/min**

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	ΔT (°C)
9 ^h 00	22.6	27	32	5
9 ^h 30	24.4	29.6	30	0.4
10 ^h 00	23.6	28.5	28.8	0.3
10 ^h 30	23.6	28	28.2	0.2
11 ^h 00	25	27.5	28.2	0.7
11 ^h 30	25.4	28.5	27.8	-0.7
12 ^h 30	23.6	28	27.8	-0.2
13 ^h 00	25.2	27.8	27.8	0
13 ^h 30	24.2	27.5	27.2	-0.3
14 ^h 00	23.8	27.5	27	-0.5
14 ^h 30	23	27.2	26.8	-0.4
15 ^h 00	20.4	27.2	26.5	-0.7
15 ^h 30	21.4	27.2	26.5	-0.7
16 ^h 00	23.6	27.2	26.2	-1
16 ^h 30	24.6	27.5	26.5	-1
17 ^h 00	24.6	28	27.5	-0.5

A 6 : RELEVES DE TEMPERATURE DU 21/06/97**DEBIT : 1000 cm³/min**

heure	Ta (°C)	Tec (°C)	Tsc (°C)	ΔT (°C)	Pi (Kcal/h)
9 ^h 30	27.2	31.5	53.2	21.7	1302
10 ^h 00	28	34	50.5	16.5	990
10 ^h 30	28	35.5	45.5	10	600
11 ^h 00	28.8	36	37.5	1.5	90
11 ^h 30	33.2	35	38.5	3.5	210
12 ^h 00	34	35	41	6	360
12 ^h 30	33.6	35.2	41.6	6.4	384
13 ^h 00	35	35.5	43.2	7.7	462
13 ^h 30	34.4	35.5	45	9.5	570
14 ^h 00	34	37	47	10	600
14 ^h 30	33.8	36.5	46	9.5	570
15 ^h 00	33.4	35.5	45	9.5	570
15 ^h 30	33.2	36.5	42.5	6	360
16 ^h 00	32.8	36	40	4	240
16 ^h 30	32.4	35	39.8	4.8	288
17 ^h 00	32	34.8	39	4.2	252

Nomenclature

I_{so}	Constante solaire	$[W/m^2]$
J	Jour de l'année	
δ	La déclinaison solaire	[degré]
ω	Angle horaire	[degré]
TSV	Temps solaire vrai	
h	Hauteur	[degré]
az	Azimut	[degré]
Φ_L	Latitude	[degré]
Ψ	Longitude	[degré]
i	Angle d'incidence	[degré]
θ_r	Angle de réfraction	[degré]
k_v	Coefficient d'extinction	[mètre]
λ	Longueur d'onde	[μm]
ρ	Coefficient de réflexion	
τ	Coefficient de transmission	
α	Coefficient d'absorption	
P_a	Flux solaire absorbé à la surface de l'absorbeur	$[W/m^2]$
P_u	Puissance utile récupérée par le fluide caloporteur	$[W/m^2]$
P_c	Puissance stockée sous forme de chaleur vive dans les différents éléments du capteur	$[W/m^2]$
I_c	Flux solaire incident sur le capteur	$[W/m^2]$
P_p	Puissance perdue par le capteur	$[W/m^2]$
P_i	Puissance instantané	[Kcal/h]
M	Pouvoir émissif	$[W/m^2]$
M_0	Pouvoir émissif d'un corps noir	$[W/m^2]$
T_v	Température de la vitre	[°C]
T_a	Température ambiante	[°C]
T_p	Température de la plaque absorbante	[°C]
T_{ACL}	Température du ciel	[°C]
$T_{e,c}$	Température de l'eau à l'entrée de la cuve	[°C]
$T_{s,c}$	Température de l'eau à la sortie de la cuve	[°C]

T_r	Température du réseau d'alimentation	$[^{\circ}\text{C}]$
T_u	Température d'utilisation	$[^{\circ}\text{C}]$
σ	Constante de STEFAN - BOLTZMAN	$[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}^4]$
n	Indice de réfraction du milieu	
N	Nombre de vitre	
ε	Emissivite	
V	Vitesse du vent	$[\text{m}/\text{s}]$
D	Diamètre	$[\text{m}]$
A	l'aire d'une surface	$[\text{m}^2]$
a	diffusivite thermique	$[\text{m}^2/\text{h}]$
e	Epaisseur	$[\text{m}]$
ΔT	Différence de température	$[^{\circ}\text{C}]$
K	Conductibilité thermique	$[\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}]$
C_p	Chaleur spécifique	$[\text{Kcal}/\text{Kg}^{\circ}\text{C}]$
m	Débit massique	$[\text{Kg}/\text{s}]$
U_L	Coefficient globale des pertes.	$[\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}]$
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection	$[\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}]$
η	Rendement optique du capteur	
η	Rendement journalier du capteur	

BIBLIOGRAPHIE

- [1] D. K. EDWARDS : « Capteur solaire »
Ed SCM, PARIS 1979
- [2] Ch. CHAULIAGUET, P. BARATCABAL et J. P. BATELLIER : « L'énergie solaire dans le bâtiment » Ed Eyrolles, PARIS 1981
- [3] J.F. SACADURA « Initiation aux transferts thermiques »
Ed technique et documentation, PARIS 1982
- [4] « Application thermique de l'énergie solaire dans le domaine de la recherche et de l'industrie N°LXXXV ». Edition du centre national de la recherche scientifique, PARIS 1976
- [5] JAN FRANK KREITH « Solar energy handbook » Ed Mc graw hill, U S A 1981
- [6] KREITH « Transmission de la chaleur et thermodynamique » Ed Masson, PARIS 1967
- [7] JEAN. KARE, RAIGOIS. « Installation solaire a capteur plan ». Technique de l'ingénieur Volume B211 N°B268 B208 1, FRANCE
- [8] E. BERNARDO, G MENGUY, M. SCHWARTZ « Le rayonnement solaire, conversion thermique et application » Technique et documentation, PARIS 1980
- [9] J.R. VAILLANT « Utilisation et promesse de énergie solaire » Ed Eyrolles PARIS 1978
- [10] JOHN.A. DUFFIE, WILLIAM, A.B. BEMAN « Solar energy processes »
A wiley -inter publication, U S A 1974
- [11] SFEIR .GUANACINO « Ingénierie des systemes solaire » Technique et documentation .PARIS 1980
- [12] M.CAPDEROU « Atlas solaire de L'ALGERIE »
Tome 1 Vol 1 et 2 O P U, ALGERIE 1988
- [13] M.CAPDEROU « Atlas solaire de L'ALGERIE »
Tome 3 Vol 1 et 2 O P U, ALGERIE 1988