

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA
TECHNOLOGIE HOUARI-BOUMEDIENE
FACULTE DU GENIE MECANIQUE ET GENIE DES PROCEDES**

**THESE
PRESENTEE**

**POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DU DOCTORAT EN GENIE-MECANIQUE
SPECIALITE : THERMO-ENERGETIQUE**

PAR : AHMED ZERROUKI

SUJET:

**ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DE
SYSTEME SOLAIRE THERMIQUE DE PRODUCTION
NATIONALE DESTINE AUX REGIONS ISOLEES**

Soutenu le mercredi 09 juillet 2003

R. Maachi :	Professeur (USTHB)	Présidente
A. Boumédién :	Professeur (USTHB)	Directeur de thèse
K. BouhadeF	Professeur (USTHB)	Codirecteur de thèse
B. Benyoucef	Professeur (Univ. de Tlemcen)	Examineur
S.Chikh :	Professeur (USTHB)	Examineur
M. Belhamel :	Directeur de recherche (CDER)	Examineur
S. Makhlouf :	Maître de Conf. (Univ.Tizi Ouzou)	Examineur

REMERCIEMENTS

Ce travail a été fait au Laboratoire thermique du Centre de Développement des Énergies Renouvelables à Bouzaréah, Alger.

Je remercie Monsieur A. Boumedien et Madame K. Bouhadeb professeurs à la faculté de génie mécanique et génie des procédés de l'USTHB pour toute l'aide qu'ils m'ont apportée tout au long de ce travail. Par leurs conseils scientifiques, par leurs dispositions à me recevoir, par leurs compréhensions, qu'ils trouvent ici mes plus vives reconnaissances.

Mes remerciements vont à Madame R. Maachi, Professeur et Doyenne de la faculté du génie mécanique et génie des procédés (USTHB) pour avoir accepté de présider mon jury. C'est un honneur auquel je suis très sensible

Je remercie aussi Monsieur M. Belhamel, Directeur du CDER pour avoir mis à ma disposition tous les moyens nécessaires pour effectuer ce travail et d'avoir accepté de faire partie du jury.

Que Messieurs B. Benyoucef, S. Chikh et S. Makhoulf respectivement professeur à l'université de Tlemcen, professeur à l'USTHB et Maître de conférence à l'université de Tizi-Ouzou trouvent ici toute ma reconnaissance pour avoir accepté de faire partie du jury.

Je tiens à manifester ma reconnaissance à tous mes collègues du CDER et de la faculté du génie mécanique et génie des procédés (USTHB)

Je remercie ma femme et mes enfants (Aghiles, Karima et Ines) pour avoir été à mes cotés tout au long de ce travail.

Je remercie ma mère et mes frères et sœur, qu'ils trouvent ici tous mes sincères remerciements.

RESUME

Ce travail a pour but de présenter une étude théorique et expérimentale du chauffe-eau solaire à effet thermosiphon produit en Algérie. Il s'articule autour de deux principaux chapitres :

1. Dans le premier chapitre, nous avons étudié l'effet thermosiphon dans le chauffe-eau
2. Le second chapitre est consacré à l'étude des performances à long – terme

- La première partie porte sur l'étude de l'effet thermosiphon dans le chauffe-eau solaire. Nous avons présenté une étude théorique suivie d'une expérimentation. Le débit engendré par la thermocirculation directe a été décrit par un modèle mathématique en régime stationnaire. L'expérimentation que nous avons effectuée consiste en les mesures des principaux paramètres qui caractérisent l'effet thermosiphon. Les résultats obtenus sont représentés et analysés. Les évolutions théoriques et expérimentales du débit massique d'eau engendré par la thermocirculation sont comparées.

- La deuxième partie consiste à présenter une étude de caractérisation du chauffe-eau solaire. Pour cela nous avons testé le CES suivant la méthode européenne de test à court terme désignée sous le nom de la méthode "entrée-sortie". Les performances thermiques à long terme du chauffe-eau solaire ont été calculées en utilisant la méthode européenne d'extrapolation jour par jour. Les essais ont confirmé l'existence d'une relation linéaire entre l'énergie journalière produite par le CES, d'une part et l'irradiation solaire et l'écart de température eau froide - ambiance, d'autre part.

Les expérimentations qui ont été effectuées sur le chauffe-eau solaire, ont permis de dégager des conclusions intéressantes :

- Cette étude a montré que l'insolateur et le chauffe-eau solaire monobloc produits localement ont des performances thermiques tout à fait comparables à ceux produits outre mer.
- L'introduction d'une norme expérimentale a permis d'évaluer la qualité thermique d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon produit localement.

Tous les résultats obtenus sont satisfaisants comparativement à ceux qui existent dans la littérature.

Il reste néanmoins beaucoup à faire sur les développements futurs des équipements solaires thermiques. Le problème le plus important en Algérie concerne le traitement de la surface intérieure de la cuve de stockage.

ABSTRACT

Heating of water utilising solar energy is widely used in Algeria. Several types of Solar Water Heaters have been developed under the R&D programme of the government. In order to popularise the use of solar water heating technology and similar other grade solar thermal technologies, the Development Centre of Renewable Energies (CDER) had initiated, in early 1986, a demonstration programme. Under this programme several solar water heating system were installed for domestic as well as industrial use.

The thesis presents a theoretical and experimental study of a thermosiphon solar water heater produced in Algeria. The work was carried out as part of the Solar System Survey Project at CDER located in area of Algiers. This study is divided in two parts:

- The first part presents an analysis of natural circulation of thermosiphon solar water heater produced and commercialised locally in Algeria. Calculations and measurements were performed on the mass flow rate, temperature rise fluid and absorber temperatures inside the thermosiphon of parallel tube design. The direct and inverse thermosiphon are studied. The mass flow rate is determined by calculating the energy balance equation for collector and storage tank. Comparison between experimental and theoretical results was performed.
- The second part presents the solar water heater performances. After reviewing all existing test methods, we have chosen the short-term system test method. This test method may be used to determine the thermal performance characteristics of all types of systems. The results obtained from this method are independent of the location of the test. The long-term performance of the system is calculated using a day by day calculation. This method is based on climatic data for the day, the hot water consumption for the day and energy carried over from the previous day taking into account the amount of water drawn off, the amount of mixing during draw-off and the energy lost during the night as heat losses.

This thermosiphonic solar system tested represents a good sample of various characteristics for SDHW systems manufactured by Algerian industry. Heating of water utilising solar energy is a well-known and established technology in many parts of Algeria. With increasing number of solar heating system in the market, a need was felt to adopt a standard testing and rating procedure for them. The introduction of test procedures should be able to provide an equitable basis for competition amongst manufacturers and should be able to provide an essential criterion for design and selection of the equipment.

All the results obtained are satisfactory compared with those existing in literature. However there is still a lot of work in this field. The biggest problem is concerning the treatment of the internal area of the storage tank.

SOMMAIRE

	<u>Pages</u>
INTRODUCTION GENERALE	11
CHAPITRE I : PRESENTATION DE L'ETUDE-BIBLIOGRAPHIE ET OBJECTIFS	14
I.1. INTRODUCTION	16
I.2. LE CAPTEUR SOLAIRE PLAN	19
I.2.1. Modélisation linéaire d'un capteur solaire plan	20
I.2.2. Optimisation du capteur	26
i / Absorbeur	27
ii/ Conductivité des tubes	27
iii / Conductance du capteur	27
iv./ Effet « Roll Bond »	27
v./ Distance entre les tubes	27
vi. / Epaisseur de la lame d'air entre l'absorbeur et le vitrage	28
I.3. CHAUFFE-EAU SOLAIRE A EFFET THERMOSIPHON	31
I.3.1. Effet thermosiphon	33
I.3.2. Effet du thermosiphon inverse	39
I.3.3. La demande d'eau chaude	41
I.3.4. Les performances thermiques des chauffe-eaux solaires	
I.4. OBJECTIFS DU TRAVAIL	44
CHAPITRE II : ETUDE DE LA THERMOCIRCULATION	47
II.1. INTRODUCTION	47
II.2. ETUDE DE LA THERMOCIRCULATION	49
II.2.1. Hypothèses de travail	50
II.1.2. Variations effectives de pression qui génèrent l'effet thermosiphon	51
a). Variations de pression dans le capteur	52
b). Variations de pression dans la cuve	53
II.1.3. Pertes de pression dans le circuit	53

II.1.4. Calcul du débit	54
II.3. EXPERIMENTATION	58
II.4 ANALYSE DES RESULTATS	71
II.5. CONCLUSION	
CHAPITRE III: ETUDE DES PERFORMANCES THERMIQUES	73
III.1 INTRODUCTION	75
III.2. PERFORMANCE A COURT TERME	75
III.2.1. Méthode d'expérimentation à court terme	75
III.2.2. Base analytique de la méthode d'expérimentation à court terme	76
III.2.3. Effet du soutirage et du profil de puisage	77
III.2.4. Description de la procédure expérimentale	78
III.2.5. Description du chauffe-eau solaire testé	80
III.2.6. Expérimentation du chauffe-eau solaire	80
3.1.9. Résultats	81
III.3. PERFORMANCES A LONG – TERME	82
III.3.1. INTRODUCTION	82
III.3.2. METHODE DE CALCUL « JOUR PAR JOUR »	87
III.3.3.1. Simulation des performances à long terme	88
III.3.3.2. Résultats	91
III.3.3.3. Analyse statistique	95
III.3.3.4. Conclusion	95
CONCLUSION GENERALE	98
NOMENCLATURE	84
BIBLIOGRAPHIE	100

ANNEXES

- Annexe 1: Les étapes de calcul de la méthode jour par jour
Annexe 2: logiciel « Day by day method »
Annexe 3 : Valorisations des travaux de thèse (Publications internationales)

Publication n°1 :

Input/output test results and long-term performance prediction of a domestic thermosiphon solar water heater in Algiers, Algeria.

Publication n°2 :

The natural circulation solar heater model with linear temperature distribution.

ILLUSTRATION DES FIGURES

	Pages
Fig. 1 : Marché des capteurs solaires au Nord et au sud de l'Europe	3
Fig. 2a : Schéma d'un CES de type compact monobloc.	8
Fig. 2b : Schéma d'un CES à éléments séparés à effet thermosiphon	8
Fig. 2c : Schéma d'un CES à éléments séparés actif.	9
Fig. 3 : Vue schématique d'un capteur solaire avec absorbeur tubulaire	10
Fig. 4 : Schématisation des phénomènes thermiques	11
Fig. 5 : Configuration tubulaire en grille	11
Fig. 6 : Courbes caractéristiques des capteurs	16
Fig. 7 : Evolution du rendement des capteurs en fonction de la distance entre les tubes	19
Fig. 8 : Evolution des pertes thermique q' en fonction de l'épaisseur de la lame d'air.	21
Fig. 9 : Evolution des pertes thermique q' en fonction de l'inclinaison des capteurs	21
(a) sans convection, (b) avec convection	22
Fig. 10 : Schéma d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon	23
Fig. 11: Apparences externes de trois CES à effet thermosiphon originaux produits au Japon	24 24
Fig. 12 : Schéma d'un chauffe-eau solaire	26
Fig. 13 : Chauffe-eau solaire (variation de la hauteur de la cuve)	26
Fig. 14 : CES à effet thermosiphon expérimenté par Norton	27
Fig. 15 : Evolution de ΔT en fonction de la hauteur H	28
Fig. 16 : Schéma d'un CES pressurisé à effet thermosiphon	29
Fig. 17 : Schéma d'un chauffe-eau solaire non pressurisé à effet thermosiphon (Système II)	29
Fig. 18 : Courbes théoriques et expérimentales	34
Fig. 19: Evolution de l'éclairement solaire et des températures moyennes pour les systèmes I et II	40 42
Fig. 20: Une vue générale du chauffe-eau	46
Fig. 21 : Schéma d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon	50
Fig. 22: Distribution de températures dans le système	51
Fig. 23 : Schéma du collecteur	55
Fig. 24. Schéma synoptique du CES	58
Fig. 25 : Vue éclatée d'un capteur solaire	58
Fig. 26: Positions des thermocouples	

Fig. 27: Variation de l'intensité de l'éclairement solaire(première journée typique de printemps)	<u>pages</u> 59
Fig. 28: Variation de la température ambiante (première journée typique de printemps)	59
Fig. 29 : Evolution de la température moyenne de la cuve	60
Fig. 30: Evolutions des débits théorique et expérimental	60
Fig. 31: Variation de la température ambiante (journée typique de printemps)	61
Fig. 32: Variation de l'intensité de l'éclairement solaire (journée typique de printemps)	61
Fig. 33 : Evolution de la température moyenne de la cuve	62
Fig. 34: Evolutions des débits théorique et expérimental	72
Fig. 35 : Comparaison du débit théorique et expérimental (Ong, référence 23)	75
Fig. 36 : Profil de puisage	76
Fig.37: Courbe caractéristique du CES	76
Fig.38: Evolution du profile de température de mélange	
Fig. 39: Evolution du profile de puisage normalisé	

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie solaire est connue depuis la nuit des temps. Le capteur solaire a été introduit pour la première fois par Horace-Bénédict de Saussure, chercheur suisse, en 1767. Son héliothermomètre était composé de 5 caisses de verres emboîtées les unes dans les autres, à la manière de poupées russes. En mettant un thermomètre dans chaque caisse, Saussure constata que la température augmente au fur et à mesure que l'on s'approche du centre. La température interne était de l'ordre de 88°C. Plus tard, il parvint jusqu'à des températures de 160°C. Cette expérience a permis de montrer que la chaleur solaire peut s'accumuler, et même fortement. Pour améliorer ce capteur, Saussure s'est rendu compte qu'il faut mettre moins de couches de verres et il faut isoler sur les côtés le dispositif pour limiter les déperditions thermiques. C'est ce qu'il fit en 1778 et créa alors son héliothermomètre amélioré. Cette réalisation n'a pas été appréciée à sa juste valeur.

C'est à la fin du XIXème siècle que les premiers capteurs solaires thermiques ont vu le jour. Avec l'apparition massive de chauffage à charbon, l'histoire oublia de nouveau cette invention.

Ce n'est que durant la crise pétrolière de 1973 qu'il y a eu une prise de conscience pour l'utilisation des énergies renouvelables. Le chauffe-eau solaire connut alors un nouveau regain d'intérêt. Son utilisation est depuis en nette croissance surtout après la catastrophe de Shernobyle en ex URSS.

De nombreux facteurs expliquent, de manière incomplète, ce démarrage difficile : les prix (élevés pour les chauffe-eaux solaires, bas pour les énergies fossiles), la durée de vie (courte), l'installation (complexe) et l'image véhiculée par les écolo-bricoleurs.

L'évolution vers un mode d'utilisation de l'énergie plus respectueux de notre environnement s'accompagne nécessairement d'efforts pour économiser utiliser efficacement cette énergie et développer l'utilisation de sources renouvelables telles que le soleil, le vent, la biomasse. Globalement, la ressource solaire est bien plus importante que de toutes les autres sources d'énergies renouvelables confondues et devrait constituer de ce fait un axe majeur de toute politique de développement durable et soutenable

Aujourd'hui, après 25 ans de développement, cette technologie a atteint sa maturité. Cette maturité technique est parfaitement illustrée par la qualité des matériels disponibles sur le marché, la fiabilité des systèmes solaires et la possibilité de garantir la productivité des installations. Bien évidemment, c'est aux Etats –Unis d'Amérique et au Japon que ces systèmes solaires sont les plus utilisés.

Depuis 1989, le marché des chauffe-eaux solaires a beaucoup augmenté. En 1997, environ un million de m² de capteurs ont été fabriqués en Europe pour une surface totale installée dépassant les sept millions de m², réalisés en majeure partie avec des capteurs plans vitrés. Ces chiffres ne peuvent être comparés avec les 6 500 000 m² et les 8 900 000 m² installés respectivement au Japon et aux Etats-Unis. En Europe, c'est dans les pays du Nord que les marchés ont le plus fortement progressé. L'intérêt accru des habitants de ces régions pour la préservation de l'environnement en est la principale raison. Depuis 1993, l'Allemagne est devenue le marché le plus important d'Europe. C'est l'Autriche par contre qui a le record des surfaces installées par habitant. La figure 1 montre le marché des capteurs solaires au Nord et au sud de l'Europe.

L'Algérie, malgré l'importance de son gisement solaire s'inscrit dans le peloton de queue pour le nombre de mètres carrés par habitant.

Par nature un système solaire thermique est une technologie décentralisée dont l'implantation idéale est proche du lieu d'utilisation, ce qui explique probablement que les systèmes de petite dimension continuent à dominer le marché. Une des principales motivations des acheteurs de

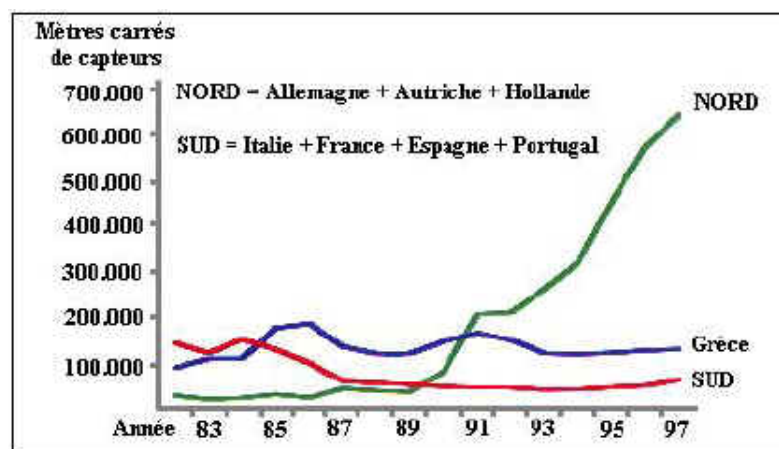


Fig. 1 : Marché des capteurs solaires au Nord et au sud de l'Europe

Les systèmes solaires thermiques est de jouer un rôle actif vis à vis des problèmes sociaux et environnementaux tels que la modification du climat, les pluies acides et l'insécurité d'approvisionnement énergétique. L'installation d'un système solaire thermique est le moyen pour chacun d'apporter une petite, mais réelle contribution au règlement de ce type de problèmes.

Le marché de l'énergie solaire est en très forte croissance partout dans le monde et cette vague touche maintenant l'Algérie. D'importants marchés existent en Algérie pour peu qu'une campagne de sensibilisation soit menée en direction des consommateurs d'énergie. Une

politique d'incitation à l'installation sous forme d'aides financières doit être mise en place par le gouvernement. Ces aides doivent prendre en compte les études préalables, les travaux, le suivi des installations. Elles doivent offrir également un appui aux entreprises pour le développement et la certification des produits, les actions de sensibilisation et d'information.

Les systèmes solaires thermiques constituent une technologie propre. Ils sont silencieux, peuvent s'intégrer facilement et ne sont pas polluants. Ils ont peu de parties mobiles et fonctionnent, comparativement aux autres technologies, à basse température, ce qui a pour effet de prolonger leur durée de vie. la plupart d'entre eux pourront être rénovés ou recyclés après 20 à 30 ans de fonctionnement. Leur fabrication ne nécessite généralement aucun produit chimique toxique. La quantité d'énergie utilisée à cette occasion, correspond à l'économie réalisée pendant la première année de fonctionnement.

Le nombre important d'acquéreurs de systèmes solaires, en augmentation constante, est la démonstration concrète de l'implication croissante des consommateurs vis à vis des problèmes d'environnement.

Pour la plupart des pays, le développement des énergies renouvelables passe encore pour une grande partie par des aides, des programmes de promotion et de communication qui sous-tendent une volonté forte des Etats.

Le lancement d'une industrie solaire thermique algérienne créerait plusieurs dizaines de milliers d'emplois pour la conception, la fabrication, la commercialisation, l'installation et la maintenance des systèmes. Toutefois un nombre beaucoup plus important d'emplois pourrait être créé si d'ambitieuses politiques de soutien étaient mises en place en faveur du développement des techniques solaires. Ces emplois pourraient être répartis partout en Algérie, y compris dans les zones rurales et isolées.

Il est clair aujourd'hui que deux grandes réalités s'opposent. L'une concerne l'évolution croissante de la demande d'énergie en Algérie et dans le monde pour l'éclairage, le chauffage, le transport et les autres applications. L'autre est liée aux limites de la fourniture d'énergie conventionnelle en terme de possibilité de production locale, de respect des objectifs internationaux de réduction des émissions de gaz à effet de serre et de capacité de notre environnement planétaire à absorber le CO₂ ou les autres polluants sans modifications irréversibles du climat. Les sources d'énergies renouvelables, dont le solaire thermique, peuvent jouer un rôle majeur dans le rapprochement de ces grandes tendances.

L'utilisation thermique de l'énergie solaire présente, outre tous les avantages des énergies renouvelables, ses avantages propres, à savoir:

- Les technologies à mettre en œuvre en Algérie pour utiliser l'énergie solaire thermique sont maîtrisables et adaptables aux situations de toutes les régions. Les techniques et les matériaux utilisés sont similaires à ceux employés dans le secteur traditionnel du chauffage, du sanitaire et des verrières. La main d'œuvre ne nécessite aucune formation complémentaire. Elle est aisément maîtrisable.
- Il s'agit d'une forme modulable de production d'énergie que l'on peut adapter en fonction de ses besoins.
- Les frais de maintenance sont réduits. Si l'entretien des installations ne doit pas être négligé, les frais de maintenance et donc de fonctionnement sont cependant relativement faibles.

Pour toutes ces raisons, le système solaire thermique de production nationale que nous avons retenu pour une étude théorique et expérimentale est le chauffe-eau solaire à circulation naturelle. Ce dernier est actuellement le système thermique solaire le plus maîtrisé en Algérie et en ce moment, le plus adapté à répondre au mieux aux besoins énergétiques des populations résidentes dans des régions isolées. Sa production et sa technologie sont maîtrisées. Son intérêt direct est de mettre à la disposition des populations rurales de l'eau chaude sanitaire. La présente étude rentre dans le cadre de la politique de désenclavement des régions pauvres du pays. Par présent travail, nous voulons aussi montrer que les performances thermiques des chauffe-eaux solaires telle que produits en Algérie sont assez bonnes comparativement à celles des CES produits dans les pays riches, bien qu'il reste aussi à améliorer leurs designs. Cependant, il reste encore beaucoup à faire pour donner à ce système très simple et non polluant, la diffusion qu'il mérite.

CHAPITRE I

Présentation de l'étude - bibliographie et objectifs

I. Présentation de l'étude - bibliographie et objectifs

I.1. INTRODUCTION

Un système de conversion thermique de l'énergie solaire tel que le chauffe-eau solaire est généralement constitué de trois parties :

- un capteur qui transforme le rayonnement solaire en chaleur,
- un groupe de transfert, qui assure la circulation et la régulation,
- une cuve de stockage.

Un système solaire actif se différencie d'un système solaire passif par le mode de transfert de la chaleur des capteurs vers la cuve de stockage : dans le premier, on utilise une énergie auxiliaire (pompe) pour obtenir une circulation forcée du fluide caloporteur ; dans les systèmes passifs, les forces de convection naturelle assurent cette circulation (thermosiphon).

Les systèmes en thermosiphon sont généralement moins chers puisqu'ils ne nécessitent aucun dispositif de circulation ou de contrôle, mais l'unité de stockage doit être obligatoirement positionnée au-dessus du capteur.

I.1.1. CHAUFFE-EAU SOLAIRE A EFFET THERMOSIPHON

Si l'on décide d'équiper une maison lors de sa construction, le type de chauffe-eau solaire sera déterminé en fonction des choix du commanditaire pour l'énergie d'appoint. En plus de la solution d'intégration technique retenue, il est possible de choisir plusieurs modèles. Il en existe deux types :

i./ Le premier est un chauffe-eau solaire compact monobloc à effet thermosiphon. Il est constitué d'un ensemble compact réunissant les capteurs et le ballon sur un même châssis servant de support. Ce type de chauffe-eau solaire (CES) est montré par la figure 2a. La circulation du fluide caloporteur se fait par l'effet thermosiphon. Echauffé, dans le capteur, l'eau se dilate, sa masse volumique diminue, il remonte vers le ballon situé au-dessus et y reste stockée jusqu'à la demande de l'utilisateur. Ce matériel a un inconvénient majeur de générer d'importantes pertes thermiques convectives.



Fig. 2a : Schéma d'un CES de type compact monobloc.

ii./ Le deuxième est dit à éléments séparés. Les capteurs solaires sont placés à l'extérieur et le ballon à l'intérieur. Ce type de CES se subdivise en deux parties selon que la circulation du fluide se fasse par thermosiphon ou à l'aide d'une pompe. L'usage du thermosiphon implique que le ballon soit placé plus haut que les capteurs solaires ce qui peut engendrer des problèmes d'intégration technique ou esthétique. La figure 2b représente un schéma de ce type de chauffe-eau solaire.

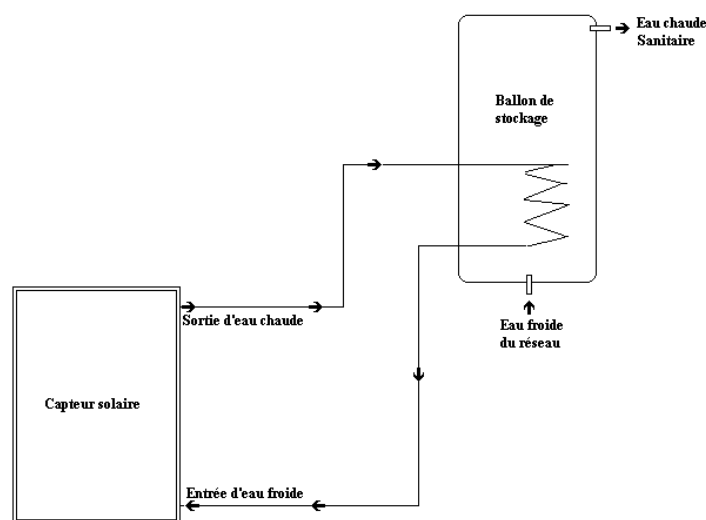


Fig. 2b : Schéma d'un CES à éléments séparés à effet thermosiphon.

I.1.2. Chauffe-eau solaire actif.

Ce type de CES est plus facile à mettre en place. Il s'agit d'un système de chauffage solaire actif. La différence d'altitude entre le capteur solaire et la cuve importe peu et peuvent être placés disposés de façon indépendante (voir figure 2c).

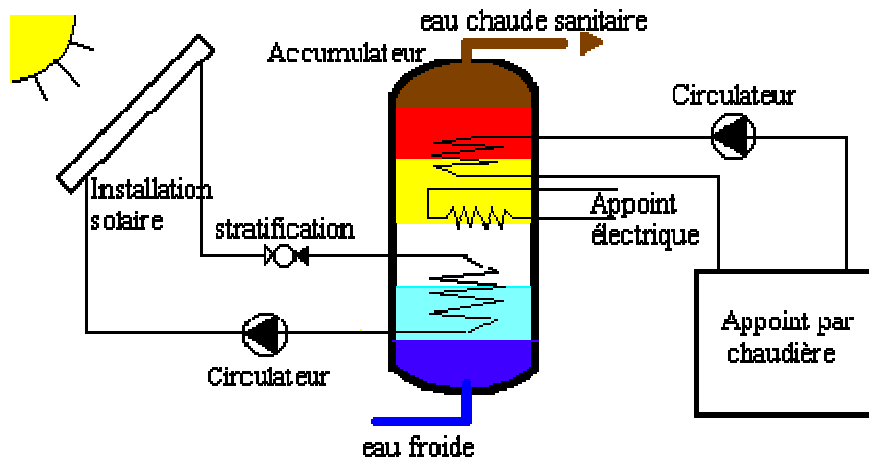


Fig. 2c : Schéma d'un CES à éléments séparés actif.

Le chauffe - eau solaire à effet thermosiphon produit en Algérie est composé d'un capteur solaire plan dont l'absorbeur est de type tubulaire, d'une cuve de stockage et les conduites de connections.

I.2. Le capteur solaire plan

Le capteur solaire plan est le plus couramment utilisé pour le chauffage de l'eau sanitaire. Il comprend un coffre isolant, à l'intérieur duquel est disposée une feuille métallique noire destinée à absorber l'énergie solaire. Un fluide caloporteur circule dans des tuyaux, en contact avec cette surface absorbante, et prélève la chaleur reçue du soleil. Le coffret est fermé par une couverture transparente afin de réduire les déperditions thermiques. La plupart des capteurs plans vitrés permettent des gains de température allant jusqu'à 70°C et sont de ce fait parfaitement adaptés à la production d'eau chaude sanitaire

Un capteur solaire plan simple vitrage, à liquide caloporteur, exposé au rayonnement solaire est le siège de divers phénomènes :

- des phénomènes optiques (traversée du vitrage, absorption, etc.),
- des phénomènes thermiques (radiatifs et convectifs, par exemple dans la lame d'air),
- des phénomènes de pertes thermiques (par l'arrière et les cotés).

Ce capteur est schématisé par la figure ci-dessous.

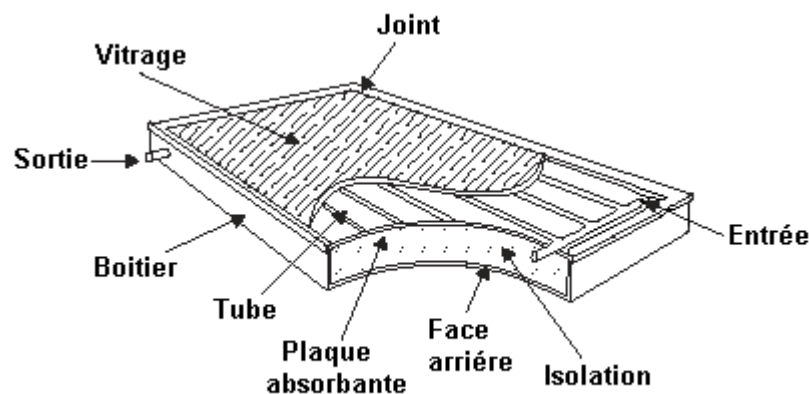


FIG. 3 : VUE SCHEMATIQUE D'UN CAPTEUR SOLAIRE AVEC ABSORBEUR TUBULAIRE

Le fonctionnement d'un capteur solaire est basé sur l'effet de serre. Les rayons du Soleil (de longueur d'onde visible) traversent la couverture transparente supérieure, en verre ou en plastique, puis frappent l'absorbeur. Celui-ci étant noir, absorbe donc la majeure partie de la lumière reçue et par conséquent il s'échauffe et émet un rayonnement. Aux températures usuelles, celui-ci se trouve dans le domaine de l'infrarouge. A cette longueur d'onde, le verre est pratiquement opaque et réfléchit donc tout cet infrarouge. La chaleur reste donc prisonnière du capteur. Ainsi, l'eau circulant dans le capteur s'échauffe. La figure 4 illustre les différents phénomènes thermiques dans un d'un capteur solaire.

Légende:

- a. Rayonnement solaire incident
- b. Rayonnement réfléchi par le vitrage (couverture transparente)
- c. Rayonnement thermique émis par l'absorbeur
- d. Rayonnement thermique réfléchi par le vitrage
- e. Rayonnement thermique absorbé par le vitrage
- f. Rayonnement thermique émis par le vitrage
- g,h. Pertes thermiques latérales et inférieures par l'isolation et le cadre

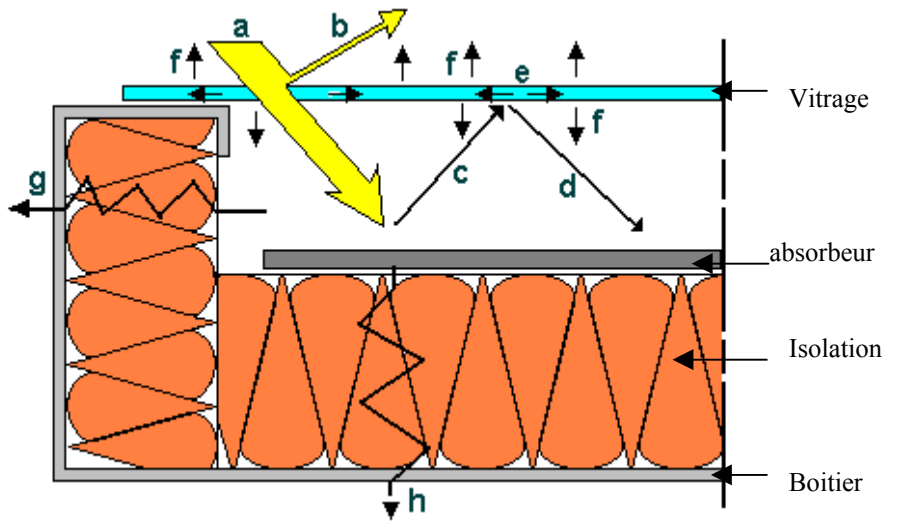


Fig. 4 : Schématisation des phénomènes thermiques

I.2.1. Modélisation linéaire d'un capteur solaire plan

Considérons un capteur solaire plan à eau tel que réalisé au CDER. L'absorbeur de ce capteur est de forme tubulaire en grille. Il est schématisé par les figures 5. La modélisation d'un tel capteur solaire plan se fait traditionnellement par l'utilisation de la théorie de base élaborée par Bliss-Whillier [1,3,4,77]. Le régime est quasi-permanent et tous les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température constante. Toutes les hypothèses posées dans cette modélisation ont été par la suite justifiées par Klein, Duffie et Beckman [77].

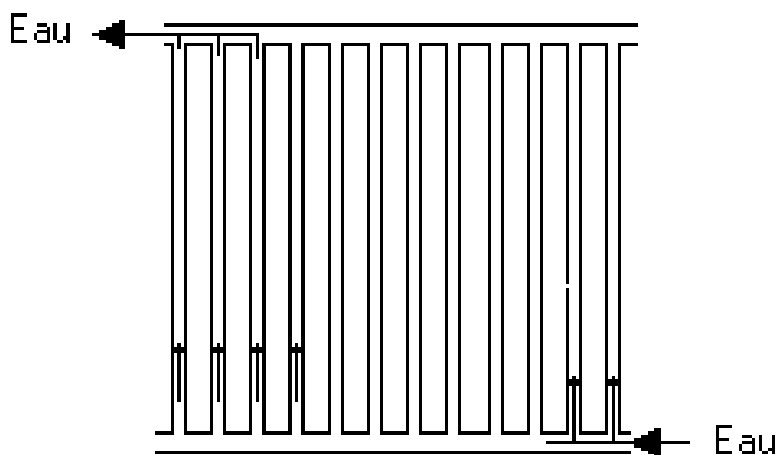


Fig. 5 : Configuration tubulaire en grille

Les caractéristiques d'un capteur plan sont relatives à sa surface (nette ou brute). Cette surface (A_c) reçoit le flux solaire (I).

Deux types de déperditions thermiques ont lieu, optiques et thermiques. Il y a alors un gain énergétique proportionnel au flux solaire et fonction du facteur de transmission (τ) du vitrage et du coefficient d'absorption (α) de l'absorbeur. Les pertes thermiques de l'absorbeur sont proportionnelles à l'écart de température entre l'absorbeur et l'ambiance extérieure ($T_p - T_a$). Un coefficient de déperdition thermique (U) est alors défini.

L'énergie utile récupérée par l'eau à la sortie du capteur est donnée par l'équation de base suivante [77] :

$$q_u = \dot{m}C_p(T_s - T_e) = A_c(I(\tau\alpha) + U(T_p - T_a)) \quad (1)$$

Où :

- \dot{m} est le débit massique du fluide caloporteur,
- T_e est la température du fluide à l'entrée du capteur
- T_s est la température du fluide à la sortie du capteur
- C_p est la chaleur massique de l'eau.

Le problème pour déterminer l'énergie (q_u) consiste donc à déterminer la valeur de la température moyenne de l'absorbeur (T_p). Celle-ci est difficilement mesurable. Pour cette raison, on préfère exprimer (q_u) en fonction soit :

- de la température moyenne du fluide (T_{mf})
- de la température du fluide à l'entrée du capteur (T_e).

• Si on utilise la température du fluide à l'entrée (T_e), l'équation (1) est modifiée et avec l'introduction du facteur F_R ; on arrive à l'équation de Hottel-Bliss-Whillier [4,79]:

$$q_U = A_c F_R (I(\tau\alpha) - U_L(T_e - T_b)) \quad (2)$$

F_R est le facteur de conduction du capteur. Il est donné par la relation :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{A_c(I(\tau\alpha) - U_L(T_e - T_a))} \quad (3)$$

Le coefficient (F_R) représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est prise égale à celle du fluide à l'entrée du capteur.

Le coefficient de déperdition totale U_L est donné par la relation de Duffie et Beckman [79] :

$$U_L = U_t + U_a + U_{lat} \quad (4)$$

U_t , U_{lat} et U_a sont respectivement les coefficients de déperdition thermiques de l'absorbeur, des parties latérales et de l'arrière du capteur.

Le paramètre U_t est donné par l'équation de Klein [5] :

$$U_t = \frac{1}{\frac{C \left[\frac{(T_p - T_a)}{N_g + f} \right]^{0.33}}{T_p} + \frac{1}{h_v}} + \frac{\sigma_B (T_p^2 + T_a^2) (T_p + T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05 N_g (1 - \varepsilon_p)} + \frac{2 N_g + f - 1}{\varepsilon_g} - N_g} \quad (5)$$

Ou :

N_g = nombre de vitres

ε_g = émittance de la vitre

ε_p = émittance de la plaque absorbante

h_v est le coefficient de convection dû au vent. Il est généralement donné par la relation de Hottel et Woertz [4,5,77]:

$$h_v = 5.67 + 3.86 V_v \quad (6 a)$$

V_v est la vitesse du vent.

Les paramètres f et C sont donnés par les équations suivantes :

$$\left. \begin{aligned} f &= (1 + 0.04 h_v^2) (1 + 0.091 N_g) \\ C &= 365.9 (1 - 0.00883 \theta + 0.0001298 \theta^2) \end{aligned} \right\} \quad (6 b)$$

θ = Angle d'inclinaison du capteur (degrés),

- Si on utilise (T_{mf}), on modifie l'équation (1) par l'introduction d'un facteur de transfert de chaleur F' . L'énergie utile est alors donnée par la relation suivante [77,91] :

$$q_U = A_c F' (I(\tau\alpha) - U_L(T_{mf} - T_b)) \quad (7)$$

Le coefficient (F') représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est précisément, celle du fluide. Il caractérise la qualité du transfert d'énergie entre le fluide et l'absorbeur. Ce paramètre est donné par l'équation suivante :

$$F' = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{A_c(I(\tau\alpha) - U_L(T_{mf} - T_a))} \quad (8)$$

La température moyenne du fluide est estimée par :

$$T_{mf} = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (9)$$

Les mesures expérimentales effectuées selon des procédures d'essais normalisées [91, 92] des capteurs solaires donnent les deux produits ($F'(\tau\alpha)$ et $F'U$ selon la norme NBS (National Bureau of Standard)) ou $F_R(\tau\alpha)$ et $U(\tau\alpha)$ selon la norme (ASHRAE). Le rendement (η) du capteur est donné par l'équation de base suivante :

$$\eta = \frac{q_u}{A_v I} \quad (10)$$

En remplaçant q_u par les équations 2 ou 7 dans (10), on arrive à :

a) Selon la norme ASHRAE [92]:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \eta_o - U_o X \\ U_o &= F_R U_L \\ \eta_o &= F_R(\tau\alpha) \\ X &= \frac{T_e - T_a}{I} \end{aligned} \right\} \quad (10 a)$$

b). Selon la norme NBS [91], on :

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \eta_o - U_o X \\ U_o &= F' U_L \\ \eta_o &= F'(\tau\alpha) \\ X &= \frac{T_{mf} - T_a}{I} \end{aligned} \right\} \quad (10 b)$$

η_0 et U_0 sont appelés respectivement le facteur optique et le coefficient des pertes globales du capteur.

La courbe de rendement $\eta=\eta(X)$ est appelée communément la caractéristique de fonctionnement du capteur.

La norme française NF P 50 501 [94] désigne par B le paramètre η_0 et par K le coefficient U_0 .

Les essais normalisés des capteurs [91 – 94], permettent d’obtenir directement les paramètres η_0 ou B et U_0 ou K. Se sont ces paramètres qui sont généralement utilisés dans les méthodes de calcul. Ils sont obtenus très facilement par régression des résultats sous différentes conditions d’ambiances. Ces types d’essais normalisés donnent lieu à des mesures très classiques :

- température ambiante,
- température de l’eau à l’entrée et sortie du capteur,
- le débit d’eau traversant le capteur,
- l’irradiation solaire sur le plan du capteur,
- vitesse du vent.

Les laboratoires effectuant des mesures selon une norme choisie expriment les résultats par :

- le calcul du rendement par la relation de base :

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p(T_s - T_e)}{A_c I} \quad (10 c)$$

- le tracé de plusieurs points de mesure à différentes valeurs de η et de X et les représenter dans un graphe $\eta=\eta(X)$,
- le tracé d’un segment de droite passant entre ces points en utilisant la méthode des moindres carrés.

Une telle linéarisation, bien que simplificatrice, est justifiée dans la gamme des basses températures [79].

Le tableau 1 montre les caractéristiques de 11 capteurs solaires plans disponibles sur le marché français. Les tests ont été effectués selon la norme AFNOR par le CSTB (en France).

Sur le graphique de la figure 6 est représenté le rendement de ces 11 capteurs.

Tableau 1 : les caractéristiques des différents capteurs solaires éligibles à la prime de l'Ademe

MARQUES de CAPTEURS	Avis Technique CSTB	B (-)	K W/m ² °C
BUDERUS – Logasol SKS	14-00/579	0,79	4,91
CLIPSOL – TGD	14 & 5/97-480	0,70	4,91
DE DIETRICH – Sol 1	4-00/579	0,68	3,82
ESE – Ecosol 2,4		0,64	3,63
GIORDANO - C2S	14/97-494	0,79	5,12
*GIORDANO - C8	14/96-448	0,65	6,24
GIORDANO - C8S HI	14-96/44801 ad	0,79	4,49
SOLAHART – Solahart	14/84-162	0,80	5,92
SONNENKRAFT – SK500	14-00/579	0,79	3,78
VIESSMANN – Vitosol 100 S1,7	14/00-584	0,79	4,34
ZENIT – TH 14	14+5/01-609	0,79	3,62

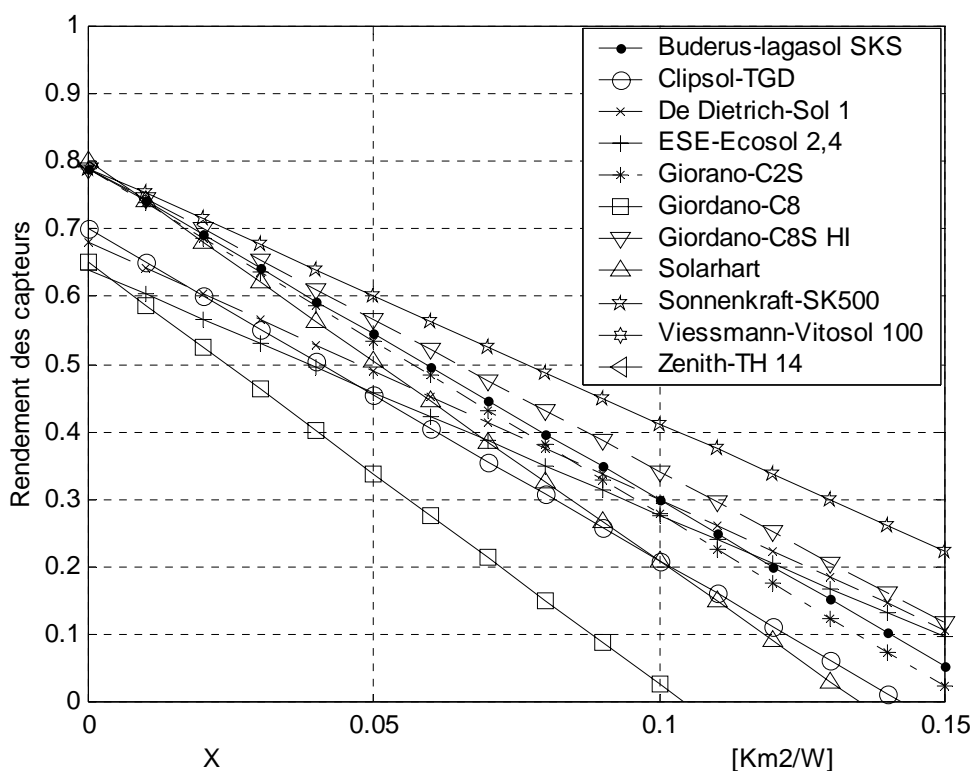


Fig. 6 : Courbes caractéristiques des capteurs

Pour tous les capteurs, on constate que le rendement est bon en basse température et baisse linéairement lorsque la température de service augmente. Cela veut dire donc que l'augmentation de la température diminue considérablement les performances thermiques. Ceci est dû aux diverses pertes thermiques, qui augmentent avec la différence de températures externe et interne. Il faut donc choisir la température de service aussi basse que possible, car en plus, les capteurs à basse température sont meilleurs marché.

Les pertes thermiques augmentent avec la température du fluide caloporteur mais le rendement du capteur diminue. Lorsque la valeur des pertes thermiques atteint celle des apports solaires, on dit que le capteur a atteint sa température de stagnation. Dans ce cas précis, si un fluide circule dans le capteur, il y a égalité entre les températures d'entrée et de sortie. Cette stagnation correspond à un point que l'on désigne par (T_{sta}). Nous avons donc :

$$\left. \begin{array}{l} B - KX = 0 \\ X = \frac{T_m - T_a}{I} \end{array} \right\} \quad (11)$$

De l'équation (11), on tire facilement la valeur maximale de la température moyenne du capteur. En réalité c'est la température du fluide.

$$T_{stag} = \frac{B}{K}I + T_a \quad (12)$$

Dans l'équation (12), la valeur de I est celle pour laquelle le rendement est nul. Aux températures élevées, le coefficient de déperdition thermique du capteur n'est plus constant. La linéarisation de la caractéristique n'est pas valable aux hautes températures [77].

I.2.2. Optimisation du capteur

L'auteur a présenté une étude d'optimisation d'un capteur plan à eau avec absorbeur tubulaire en forme de grille [59]. Nous reprenons dans ce qui suit, l'essentiel des conclusions.

i / Absorbeur

Généralement, on utilise des absorbeurs en métal (cuivre, aluminium et acier). Ce choix est dû essentiellement aux bonnes conductivités de ces métaux. Cependant l'inconvénient majeur de l'utilisation de l'acier résulte de son poids et de sa structure portante.

ii/ Conductivité thermique des tubes

La conductivité des tubes ou circule le fluide caloporteur joue un rôle prépondérant sur le rendement du capteur. Il est clair que cette influence apparaît dans le coût du capteur.

iii / Conductance thermique du capteur

Ce paramètre influe considérablement sur les performances du capteur.

iv./ Effet « Roll Bond »

L'absorbeur tubulaire est muni d'une plaque ou ailette exposée au rayonnement solaire. Une liaison la plus conductrice possible doit être établie entre ces différents éléments. Cette résistance de contact caractérise l'effet Roll Bond. L'influence de ce phénomène n'est pas trop importante.

v./ Distance entre les tubes

La distance entre les tubes (w) joue un rôle prépondérant sur les performances des capteurs solaires. Ce phénomène est illustré par une analyse expérimentale de Arun [85]. La figure 7 illustre l'incidence de cette distance sur le rendement. On voit que le rendement diminue quand la distance (w) augmente. Sur cette figure, on remarque que pour une même épaisseur des absorbeurs et une distance entre les tubes donnée, le capteur en cuivre permet d'obtenir de meilleures performances. Pour des absorbeurs en aluminium ou en cuivre d'épaisseur 1 mm, une distance entre les tubes comprise entre 150 et 170 mm permet des capteurs performants. Si on diminue l'épaisseur de l'absorbeur, il va falloir augmenter le nombre de tubes de l'échelle tubulaire. Si on utilise l'acier comme plaque absorbante, il faut diminuer la distance entre les tubes. Le tableau 2 illustre ce phénomène.

Tableau 2 :Epaisseur entre les tubes

Epaisseur de la plaque absorbante [mm]	Distance entre les tubes (w) (Aluminium ou cuivre)	Distance entre les tubes (w) (Acier)
1 mm	$150 \leq w \leq 170$	$80 < w < 100$
0.5 mm	$125 \leq w \leq 160$	$50 \leq w \leq 80$

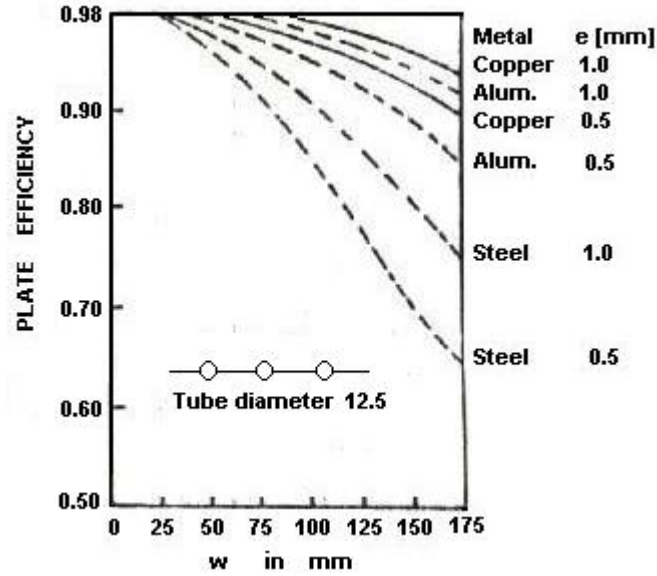


Fig.7 : Evolution du rendement des capteurs en fonction de la distance entre les tubes

vi. / Epaisseur de la lame d'air entre l'absorbeur et le vitrage.

Les pertes thermiques dues à cette lame d'air dépendent de son épaisseur (d), de l'inclinaison du capteur, de la différence de températures entre l'absorbeur et l'ambiance extérieure, etc. [86]. Ces pertes peuvent s'exprimer par la relation fondamentale de conduction de Fourier sur laquelle on porte une correction ψ :

$$q' = \frac{\lambda_a \psi}{d} (t_2 - t_1) \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_a &= f(\bar{t}) \\ \bar{t} &= \frac{t_1 + t_2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

t_1 et t_2 sont les températures du vitrage (coté interne) et de la plaque absorbante. λ_a est la conductivité de l'air. ψ est un facteur correctif qui dépend des nombres de Prandtl (Pr) et de Grashoff (Gr) [11].

$$\psi = f(Pr, Gr) \quad (15)$$

On constate que les pertes thermiques diminuent quand on augmente l'épaisseur d . Dans une étude expérimentale, Schenkel [11] a montré qu'il existe une épaisseur critique. Les tests consistent à mesurer les performances de quelques capteurs solaires en faisant varier t_1 , t_2 et

l'inclinaison des capteurs. Les résultats de ce travail sont illustrés par les figures 8 et 9. Pour les basses températures de l'absorbeur (inférieures à 60 °), on recommande une épaisseur d comprise entre 15 et 20 mm. Pour des températures moyennes, une épaisseur comprise entre 60 et 80 mm est suffisante pour limiter les pertes thermiques. Il est cependant clair que l'optimum de cette épaisseur (d) n'a pas de valeur précise

Beaucoup de personnes se préoccupent encore de l'épaisseur optimale de la lame d'air. Beaucoup de littérature notamment américaine a traité ce phénomène. Il est connu maintenant de tous que l'épaisseur de la lame d'air n'est pas un paramètre important et son influence sur les performances est négligeable. Une grande valeur de cette lame entraîne des désagréments sur la forme du capteur. Au début des années 1980, beaucoup de capteurs avaient des lames d'air égales ou supérieures à 6 cm. Ceci se traduisait par un encombrement important du capteur et un poids élevé. Maintenant, les nouvelles technologies imposent aux constructeurs, la fabrication de capteurs ultra-plats ou l'épaisseur de la lame d'air est de l'ordre de 1.5 cm.

Beaucoup d'analyses thermiques très détaillées des capteurs solaires plans ont été élaborées durant les cinq dernières années principalement à l'université de Wisconsin - Madison (USA). Les travaux de thèses de Jae Koo [83] et Dayan [84] sous les directions de Klein et Beckman sont complets. Ces analyses thermiques du capteur sont du point de vue théorique et expérimentale plus qu'intéressante. Les résultats théoriques ont été comparés aux valeurs expérimentales faites par le Centre d'énergie solaire de Floride (Florida Solar energy Center , USA), les résultats sont plus qu'encourageants.

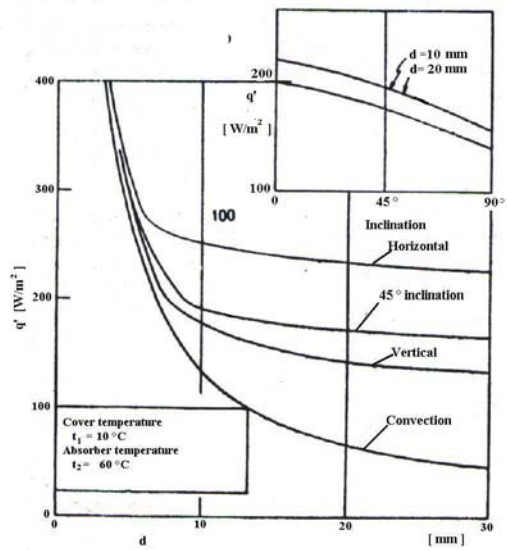


Fig.8 : Evolution des pertes thermique q' en fonction de l'épaisseur de la lame d'air.

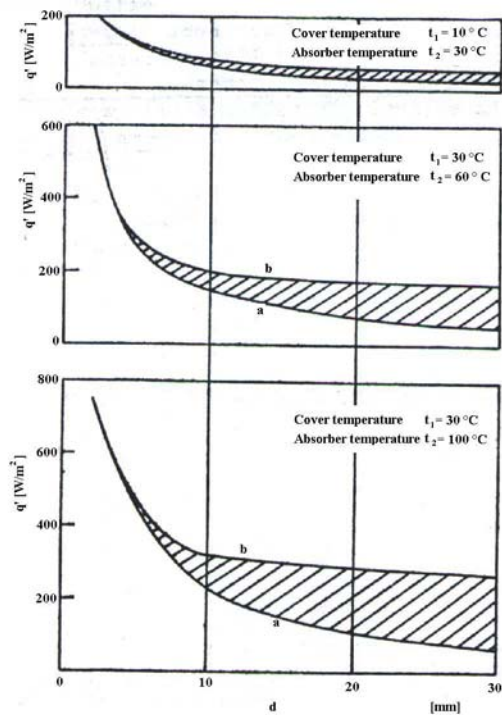


Fig. 9 : Evolution des pertes thermique q' en fonction de l'inclinaison des capteurs (a) sans convection, (b) avec convection

I.3. CHAUFFE-EAU SOLAIRE A EFFET THERMOSIPHON

La figure 10 montre une représentation schématique d'un Chauffe-eau solaire à effet thermosiphon. Ce système est généralement composé de :

- un capteur solaire plan,
- une cuve de stockage,
- tubes de connexion.

Quand le CES est exposé au soleil, au contact de l'absorbeur, le fluide caloporteur s'échauffe et un gradient de température apparaît le long du capteur. Les variations de la densité du fluide engendrent l'effet thermosiphon.

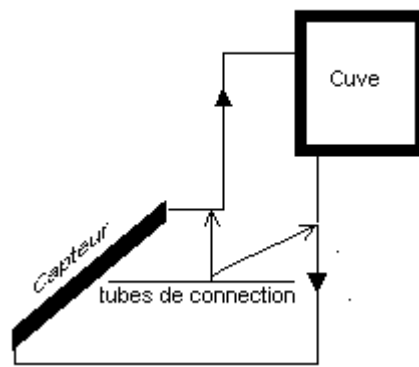
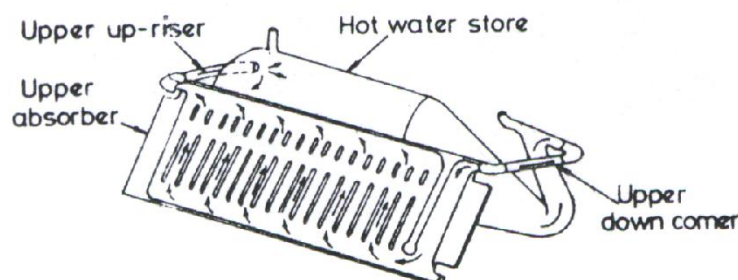


Fig. 10: Schéma d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon

Actuellement, Dans le monde, il existe énormément de producteurs de chauffe-eau solaire à effet thermosiphon. Il existe beaucoup de variantes mais cependant, les designs les plus originaux sont sans doute les produits japonais [27]. La figure 11 montre quelques-uns de ces systèmes. L'originalité de ces chauffe-eaux réside dans l'incorporation de deux capteurs solaires inclinés à différents angles, l'un pour la période estivale et l'autre pour l'inclinaison hivernale.



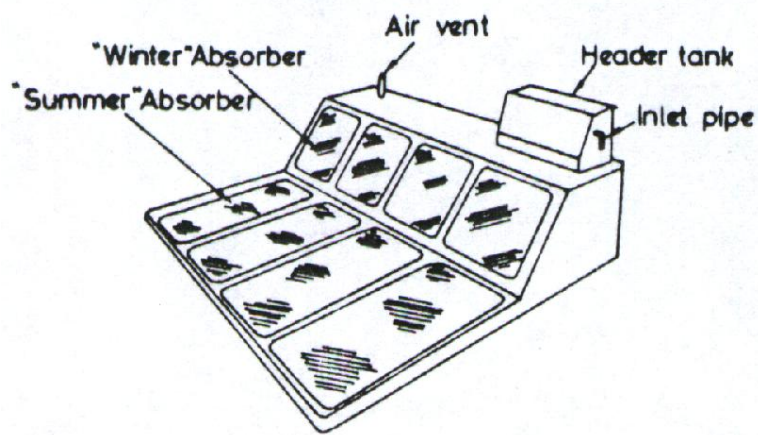
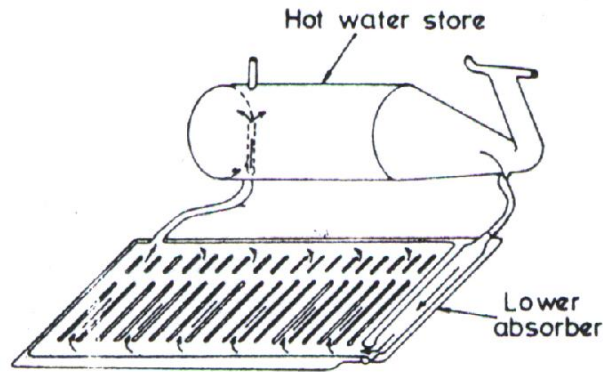


Fig. 11. Apparences externes de trois CES à effet thermosiphon originaux produits au Japon

Ce qui distingue les chauffe-eaux solaires à thermosiphon des autres chauffe-eaux apparaît minime dans le contexte des phénomènes existants:

Dans le phénomène de captage il y a circulation induite par échauffement du fluide ce qui implique:

- Le débit engendré par l'effet thermosiphon dépend de l'éclairement solaire et des températures de stock (secondairement). Ce phénomène est illustré par la figure 11

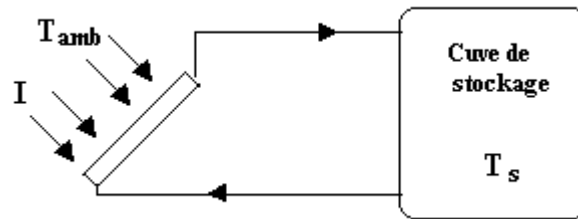


Fig. 12: Schéma d'un chauffe-eau solaire

- Les valeurs des débits sont faibles. De ce fait, la régulation du phénomène est difficilement maîtrisable.
- La grande variabilité des caractéristiques de régulation dues notamment aux pertes de charge et à la disposition géométrique (surtout la hauteur du stock par rapport au capteur)(figure 13).

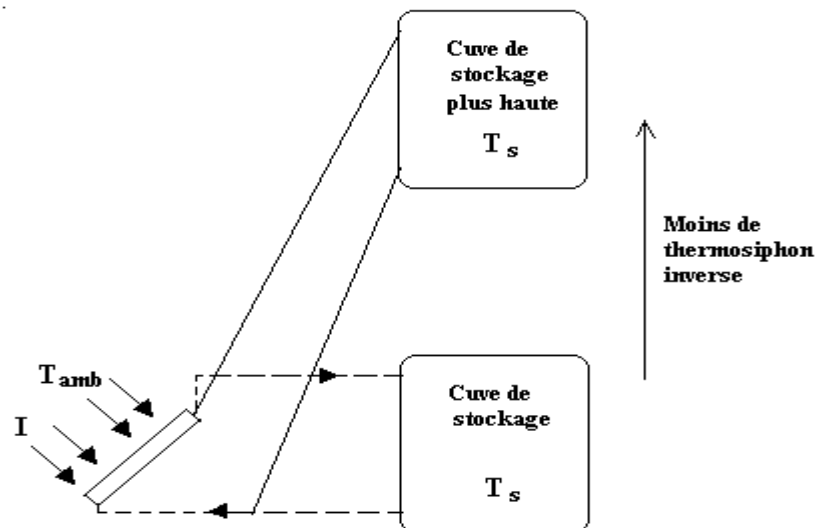


Fig. 13: Chauffe-eau solaire (variation de la hauteur de la cuve)

- L'apparition de l'effet thermosiphon inverse pendant les périodes non ensoleillées. Ce phénomène dépend principalement de la géométrie des CES.
- Généralement, les surfaces de captation ne sont que de l'ordre de quelques mètres carrés de surface de capteur.

I.3.1. Effet Thermosiphon

Les équations qui régissent l'effet thermosiphon, sont très lourdes à manier. Les expérimentations sont alors plus que nécessaires. Beaucoup de travaux existent dans la

littérature [11 - 82]. Une partie de ces études se distinguent par la même faiblesse expérimentale car il est très difficile de poser de bonnes hypothèses de calcul. On citera le travail de M.D. Wuestling [45] sur les CES. Cette étude (faite à l'université de Wisconsin (USA)) a été élaborée avec simulation sous le logiciel TRNSYS. Les conclusions de ce travail sont venues infirmer les conceptions précédentes des auteurs. Des expressions analytiques de la température moyenne de la cuve en fonction de l'irradiation solaire et des caractéristiques du capteur sont souvent présentées. En 1962, Close [12] a présenté un modèle mathématique où l'irradiation solaire est une fonction sinusoïdale du temps. Gupta [13] et Ong [23] ont utilisé l'analyse de Close en exprimant la température ambiante et l'irradiation solaires comme une série de Fourier du temps. Les études de Close, Ong et de Gupta ont toutes confirmées l'égalité des températures moyennes du capteur et de la cuve de stockage, en régime permanent.

En 1968, Gupta et Garg [13] ont démontré expérimentalement que lorsqu'on augmente la hauteur relative entre le capteur et le stock, le débit augmente sans affecter le rendement. En diminuant les pertes de charge, ils ont constaté que le rendement n'a pas varié alors que le débit a augmenté.

Plus tard, en 1975, ces remarques ont été contredites par les tests effectués par Ong [24]. Cette expérimentation a montré que le débit et le rendement augmentent avec la hauteur relative entre le capteur et la cuve. Il a même parlé de hauteur « optimum ». En 1980, Huang [21] a expliqué par une analyse théorique les raisons de ces différentes conclusions. Les auteurs précédents n'ont pas présenté les boucles thermiques qu'ils ont expérimentées. Cependant, Huang a confirmé que la hauteur relative (capteur – cuve) a une grande influence sur le rendement principalement quand les pertes de charges sont importantes.

Dans le domaine de l'analyse thermique de l'effet thermosiphon, les études effectuées par Norton et Probert au laboratoire de Cranfield aux USA [14] et celles de Uhleman et Bansal [18] en Inde sont certainement parmi les travaux les plus intéressants.

Le dispositif expérimental de Norton et Probert est montré par le schéma de la figure 14.

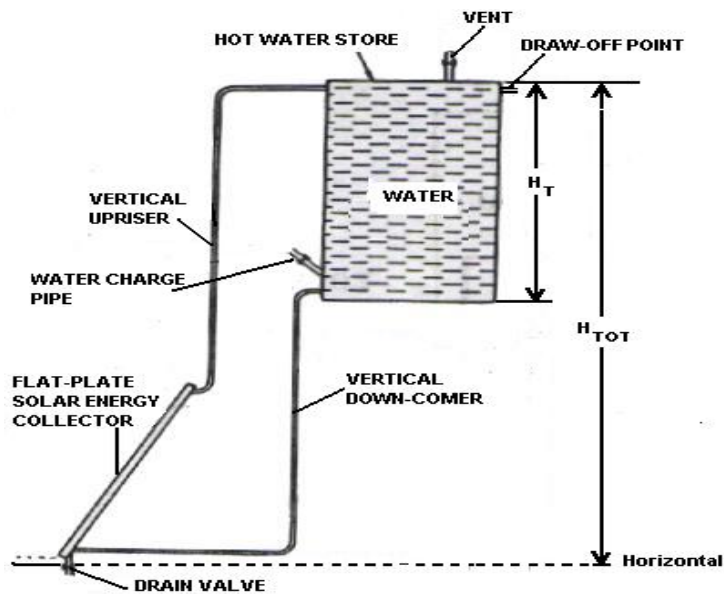


Fig. 14 : CES à effet thermosiphon expérimenté par Norton

Tous les tests ont été effectués durant des journées très claires ($H \approx 6 \text{ kWh/m}^2$). En comparant le CES avec un stock surélevé et celui à la même hauteur, ils ont montré que le premier parvient à stabiliser la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur ($\Delta T = T_s - T_e$). Ce phénomène est illustré par la figure 15.

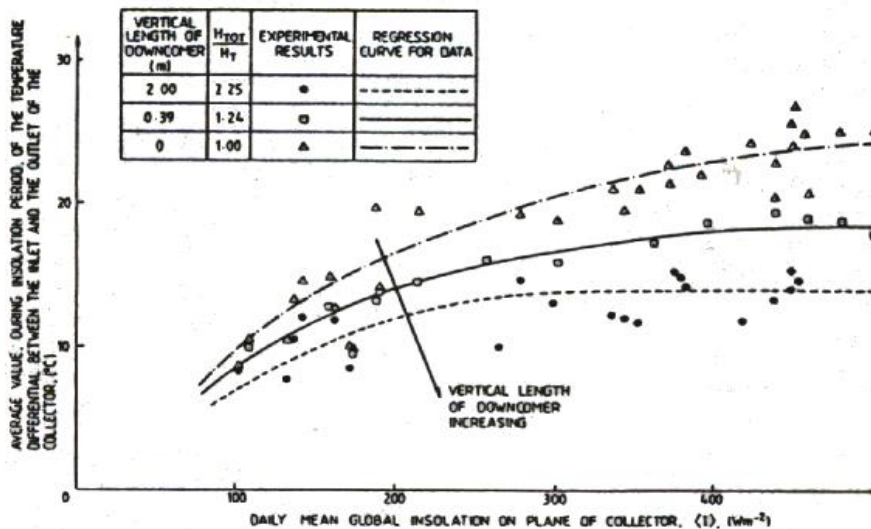


Fig. 15: Evolution de ΔT en fonction de la hauteur H

La flèche indique le sens dans lequel on augmente la hauteur h . Il est clair que les points sont des moyennes sur des journées entières. S'il fallait caractériser un CES à effet thermosiphon, il y a des méthodes plus simples. On notera que l'interprétation de cette courbe est très difficile car les puissances indiquées en abscisses sont des moyennes diurnes.

Un certain nombre d'auteurs notent avec surprise la faiblesse de la stratification dans les thermosiphons « bien conçus » [23, 51, 52]. Ceci traduit tout simplement le fait que les débits ont des valeurs raisonnables que les ΔT générés par les capteurs sont faibles et qu'ils sont correctement conservés par le stock.

Des études [14 – 17] au Lawrence Berkeley Laboratory (LBL) ont montré, par le calcul la grande facilité que l'on a d'atteindre des débits de 25 à 40 litres/heures par mètre carré de capteur et quelles que soient les hypothèses sur l'écoulement. La réalité, peut être inférieure à ces prévisions (pertes de charges etc.). Plusieurs auteurs indiquent sur la base d'analyse hydraulique la possibilité, d'instabilités du débit.

Uhleman et Bansal [18] ont fait une étude théorique expérimentale de deux CES à effet thermosiphon. La figure 16 et 17 illustrent les schémas des CES testés. Le système I est pressurisé alors que le système ne l'est pas. Ils sont dotés respectivement de capteurs plans. L'absorbeur du premier est tubulaire en forme de grille et le second en serpentin.

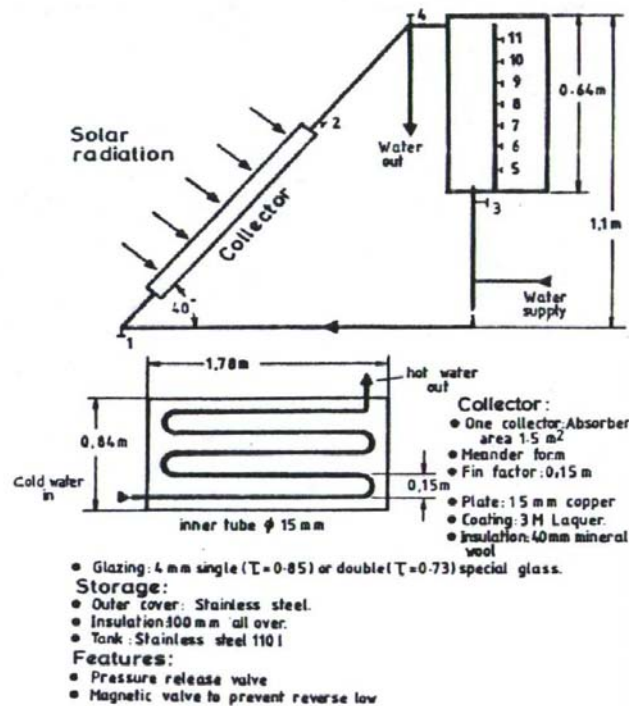


Fig. 16 : Schéma d'un CES pressurisé à effet thermosiphon

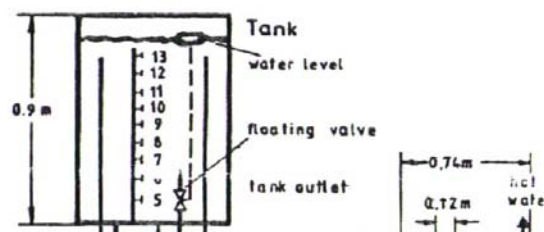


Fig. 17 : Schéma d'un chauffe-eau solaire non pressurisé à effet thermosiphon (Système II)

Les courbes théoriques et expérimentales sont illustrées par la figure 18. Dans le système non pressurisé, (système II), la température moyenne du stock a atteint la valeur de 44 °C. Cette température était de 15 °C à 8 heures. Dans l'autre système (pressurisé), cette température est arrivée à atteindre la valeur de 51 °C.

Les mêmes CES ont été une nouvelle fois testés. Durant le premier jour, aucun soutirage d'eau n'a été effectué. Par contre, les deux jours suivants des soutirages ont été effectués comme l'indique le tableau 3.

Tableau 3 : Soutirages

Horaires de puisage	Système I	Système II
7 h 30 mn	33 litres	60 litres
12 h 30 mn	16.5 litres	30 litres
19 h 30	44 litres	80 litres

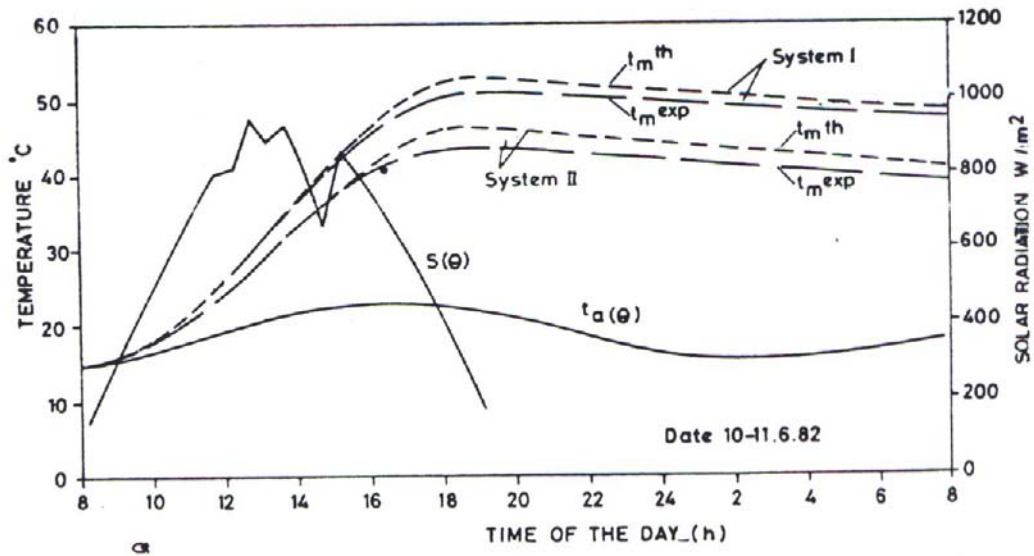


Fig. 18 : Courbes théoriques et expérimentales

Les résultats de ces expérimentations sont illustrés par la figure 19.

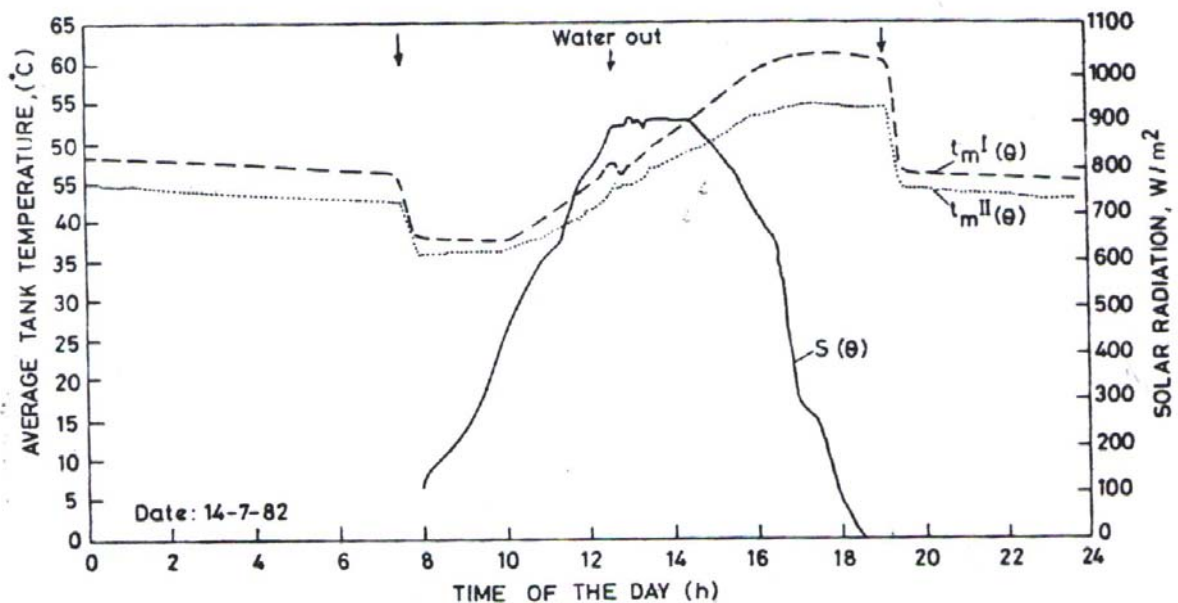


Fig. 19 : Evolution de l'éclairage solaire et des températures moyennes pour les systèmes I et II

Sur cette figure, on remarque que les températures moyennes de la cuve avant le premier puisage et après le dernier puisage sont du même ordre (presque égales). Ce phénomène se traduit par le fait que toutes les énergies utiles ont été récoltées.

I.3.2. Effet du thermosiphon inverse

L'effet thermosiphon inverse ne se produit de façon significative que dans les systèmes solaires passifs. La première étude de ce phénomène a été présentée par des chercheurs indiens, Gupta et Garg [13] en 1968. Ce phénomène diminue quand la distance entre la cuve et le capteur augmente.

Dans une autre analyse faite à l'université de Wisconsin (USA), Norton et Probert ont montré que l'effet du thermosiphon inverse est nul dès que la cuve est située en dessous des capteurs. Ce prénomme thermique est encore un problème même si la cuve est placée à 2 mètres du capteur.

Beaucoup d'auteurs recommandent une hauteur critique évaluée à 20 cm et ont tous reconnus l'importance de clapets anti – retour conçus pour les faibles débits

I.3.3. La demande d'eau chaude

C'est la donnée de base pour le dimensionnement d'un chauffe-eau solaire.

Les besoins énergétiques nominaux d'un CES correspondent à la quantité d'énergie nécessaire à l'élévation d'une certaine quantité (M_d) d'eau (à la température donnée (T_r)) à une température désirée (T_d). Ces besoins s'expriment par la relation de base :

$$Q_b = M_d c (T_d - T_r) \quad (16)$$

M_d est la quantité d'eau consommée durant le jour. C'est une quantité normalisée découlant d'analyses statistiques. Généralement, sa valeur est une moyenne sur l'année mais qui peut fluctuer d'une saison à une autre. La température de l'eau du réseau (T_r) est souvent considérée constante et prise à la température moyenne annuelle des températures extérieures. Généralement, le profil de puisage découle d'analyse statistique. Très souvent, on a une concentration de puisage matin et soir avec une pointe secondaire à midi.

La demande est caractérisée par un profil de puisage qui représente la répartition temporelle des débits de soutirage. Expérimentalement on ne dispose que de très peu d'études de comparaison directe (le même CES est testé avec divers profils de puisage pour plusieurs jours très proches). Le TRNSYS a confirmé le peu d'influence de la répartition horaire des puisages durant le jour.

Concernant le dimensionnement de la surface de captation, les chercheurs recommande un mètre carré de capteur pour une capacité de stock de 70 litres. Généralement, pour n'importe

quelle famille, la capacité de stockage est 1.5 à 2.5 fois la demande journalière. C'est vrai, le dimensionnement exact dépend du climat où elle est installée.

1.3.4. Les performances thermiques des chauffe-eaux solaires.

Les performances thermiques des CES ont fait l'objet de plusieurs études. Plusieurs simulations sur ordinateurs ont été faites pour prévoir les performances des chauffe-eaux solaires. Ces dernières dépendent de trois groupes de paramètres que l'on peut classer comme suit:

- *système,
- *climat,
- *charge.

En se basant sur des études théoriques et expérimentales, il est possible d'identifier les paramètres qui affectent réellement les performances à long terme. Ces paramètres sont regroupés dans le tableau 4.

Une analyse adimensionnelle permet d'établir des corrélations existantes entre ces paramètres. On citera les relations de KENNA [88] et de BIENFAIT [48]. Ces dernières sont respectivement utilisées dans la norme anglaise [89] et le document français AFNOR [94].

Dans la littérature, il existe plusieurs méthodes de simulations des performances de chauffe-eau solaires. On en citera quelques-unes :

- f-charts de W. A. BECKMAN et al [78],
- CSTB de D.BIENFAIT [48],
- ϕ - f - charts de J.E. BRAUN [49],
- méthode de l'utilisabilité journalière de KLEIN [55],

etc.

La plus part des méthodes de calcul des performances thermiques des chauffe-eaux solaires sont faites au laboratoire d'énergie solaire (Solar Energy Laboratory) de l'université de Wisconsin où le code TRNSYS a été élaboré.

Une grande partie de ces méthodes ne sont valables que pour les chauffe-eaux solaires à circulation forcée. Par exemple, pour le thermosiphon, la méthode proposée par le CSTB prévoit la mesure de l'efficacité de boucle primaire pour se ramener à la configuration précédente.

La méthode simplifiée ϕ - f - charts a été revue et intégrée dans un logiciel, nommé f-chart avec plusieurs versions. Ce logiciel comprend des corrélations de calcul d'utilisabilités sur le plan du capteur, un processus industriel solaire, de chauffage à air et de chauffage (eau

sanitaire ou couplage des deux usages avec boucle à liquide caloporteur. La méthode $\phi - f$ - charts a été maintenant étendue aux chauffe-eaux solaires et comporte un terme correctif de pertes de stockage. Cette méthode ne prend pas en compte les auxiliaires (circulateur, régulation, ...) et donnerait donc les performances d'un système idéalisé. Une nouvelle méthode de calcul de l'utilisabilité horaire a été publiée. L'équipe du SEL travail avec une équipe du NBS (National Bureau of Standard) et une norme d'essais de CES a été élaborée [61]. L'inconvénient avec cette méthode est qu'il est difficile de prévoir les performances à long terme.

A l'université de Wisconsin (USA), un modèle mathématique très détaillé d'un système solaire à effet thermosiphon a été développé pour l'utilisation dans TRNSYS. Les résultats théoriques obtenus par TRNSYS ont été comparés aux tests effectués par une équipe de NBS (National Bureau of Standards). Les résultats sont satisfaisants.

Le chercheur Klein (SEL) et Fanney (NBS) ont élaboré une méthode basée sur l'utilisabilité. Pour la méthode f-chart, Beckman suggère d'utiliser la même méthode expérimentale pour les CES actifs ou passifs. Le thermosiphon fonctionne bien donc le calcul sera légèrement pessimiste ce qui n'est pas grave. Pour la thermovalve (utilisé dans ce cas), on peut définir une efficacité comme les échangeurs.

Pour le cas des ballons électro-solaires, toutes les méthodes supposent qu'il n'y pas de mélange entre les deux zones (chaude et froide). Expérimentalement, les échanges existent tout de même. Certains ballons horizontaux avec résistances placées à mi-hauteurs sont plus électro que solaires.

Plusieurs auteurs proposent d'utiliser la même méthode pour les deux types de CES [88] (avec circulation forcée ou naturelle). Parmi les plus récentes, nous citerons:

- la méthode d'estimation proposée par M.J. CARVALHO au laboratoire LNETI de LISBONNE [53]. Cette méthode consiste à supposer que chaque mois est la répétition de n jours identiques et d'irradiation solaire égale à la moyenne mensuelle.
- la méthode du CSTB qui est basée sur la corrélation mensuelle décrite dans la référence [48] et utilisant comme paramètre du système les coefficients de la courbe caractéristique $Q_u = Q_u(H)$ décrit par GILLAERT [88].
- La méthode d'extrapolation jour par jour proposée par D. GILLAERT du JRC ISPRA [88],

- A l'université de Wisconsin (USA), un modèle mathématique très détaillé d'un système solaire à effet thermosiphon a été développé pour l'utilisation dans TRNSYS. Les résultats théoriques obtenus par TRNSYS ont été comparés aux tests effectués par une équipe de NBS (National Bureau of Standards).

Tableau 4 : Paramètres influents sur le CES.

PARAMETRES	Grande importance	Faible importance
A/ PARAMETRES LIES AU SYSTEME		
1. Capteur:		
- surface de captation	Oui	
- rendement optique	Oui	
- coefficient de déperdition thermique	Oui	
- angle d'incidence modifié		oui
- capacité thermique		oui
- fluide caloporteur		oui
2. Cuve de stockage		
- volume	Oui	
- coefficient de perte		oui
- stratification	Oui	
- mélange durant le puisage	Oui	
b/. CLIMAT:		
- irradiation solaire	Oui	
- irradiation diffuse		oui
- durée du jour	Oui	
- température ambiante	Oui	
- vitesse du vent		oui
c/. CHARGE:		
- volume de la demande	Oui	
- température demandée	Oui	
- température du réseau	Oui	

I.4. Objectif du travail

L'objectif de ce travail est de présenter une étude théorique et expérimentale du chauffe-eau solaire (CES) à effet thermosiphon produit au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) situé à Bouzaréah, Alger. Ce type de CES développé en Algérie représente actuellement le type même de chauffe-eau solaire individuel en voie de développement dans plusieurs pays. Une vue générale de ce CES est montrée en figure 20.

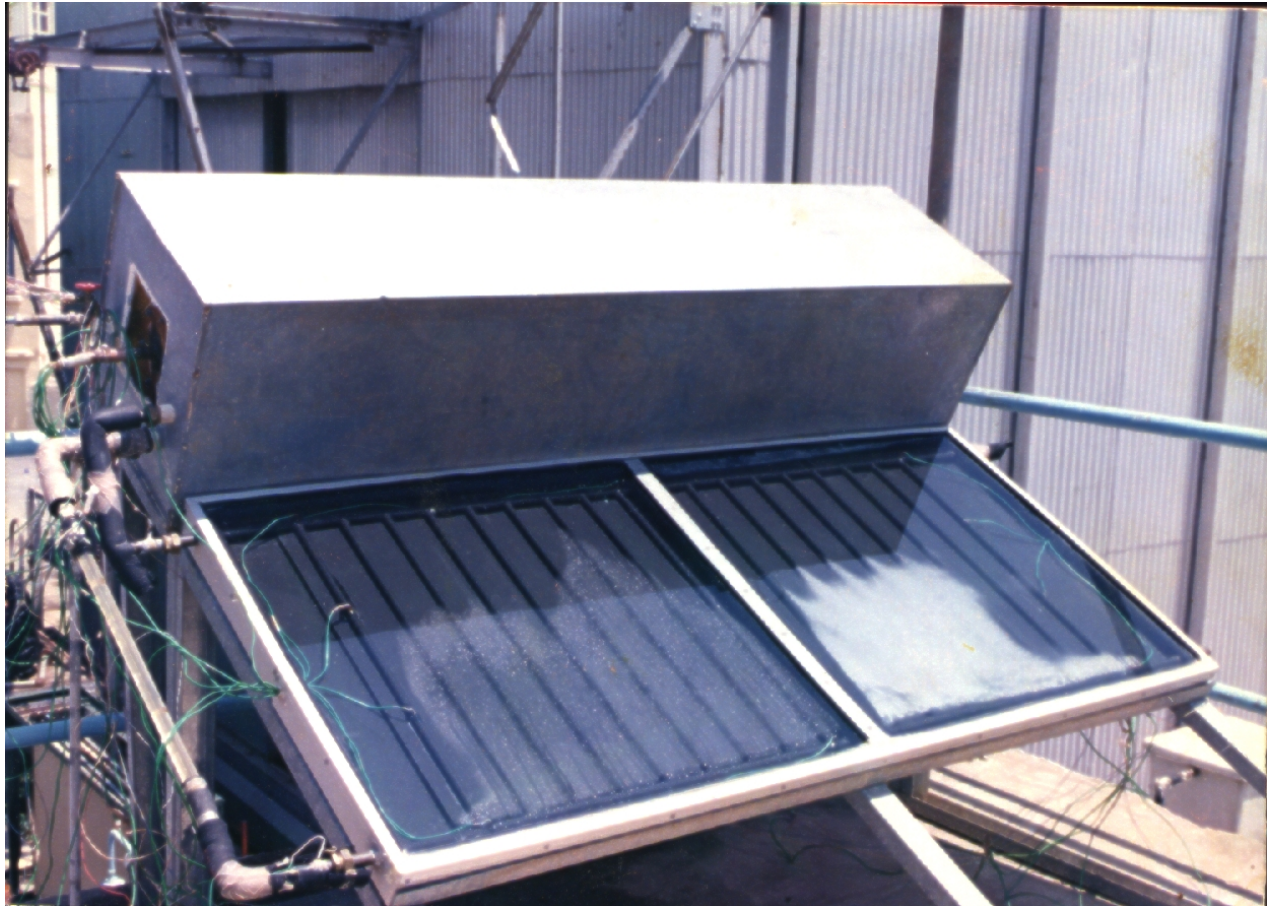


Fig. 20: Une vue générale du chauffe-eau

Cette étude s'articule autour de deux principales parties :

- Le premier est consacré à l'étude l'effet thermosiphon dans le chauffe-eau.
- Dans le second nous allons présenter les performances à long – terme du CES.

La première partie porte donc sur l'étude de l'effet thermosiphon dans le chauffe-eau. Elle a pour but de présenter une analyse de la thermocirculation dans le chauffe-eau solaire. Pour cela, nous avons effectué une étude théorique suivie d'une expérimentation.

- Le débit engendré par la thermocirculation directe a été décrit par un modèle mathématique en régime stationnaire. Nous avons ainsi établi l'équation théorique du débit.
- L'expérimentation consiste en les mesures des principaux paramètres qui caractérisent thermosiphon :
 1. les températures de l'eau dans l'absorbeur (entrée et sortie du capteur) et dans la cuve (entrée et sortie du capteur),
 2. la température ambiante
 3. l'irradiation solaire sur le plan du capteur
 4. le débit d'eau engendré par la circulation

Les résultats obtenus sont représentés et analysés Les évolutions théoriques et expérimentales du débit massique d'eau engendré par la thermocirculation sont comparées.

Dans la deuxième partie de ce travail, nous avons étudié les performances thermiques à long terme du chauffe-eau solaire. Pour cela, nous avons opté pour une procédure comportant deux étapes :

a) La première consiste à présenter une étude de caractérisation du chauffe-eau solaire. Nous avons testé à cet effet le CES suivant la méthode européenne de test à court terme désignée sous le nom de la méthode "entrée-sortie". Cette dernière propose une procédure de tests de quelques jours et un format de présentation des résultats permettant au consommateur de déterminer l'apport énergétique de son système, compte tenu de son climat et de sa consommation d'eau chaude. L'énergie utile récupérée par le CES est décrit par le modèle linéaire suivant :

$$Q_u = \alpha_1 H + \alpha_2 (T_{ad} - T_r) + \alpha_o \quad (17)$$

Les valeurs de α_1 , α_2 et α_o sont par la suite estimées à partir de la courbe caractéristique expérimentale du chauffe-eau solaire $Q_u = Q_u(H, T_{ad} - T_r)$.

b) La deuxième étape porte sur l'estimation des performances thermiques à long terme du chauffe-eau solaire. Nous avons alors choisi la méthode européenne d'extrapolation jour par jour. Cette dernière utilise les résultats des tests entrée/sortie précédents et un fichier

météorologie constitué de valeurs d'irradiations journalières sur le plan des capteurs et des températures moyennes diurnes des températures ambiantes.

Après avoir consulté une bibliographie assez riche, nous avons constaté que les équations qui régissent le thermosiphon et les performances thermiques sont lourdes à manier. Les études expérimentales sont plus que souhaitées. C'est pour ces raisons que nous avons fait une analyse thermique et expérimentale d'un chauffe-eau solaire.

Par ce travail, nous avons contribué à comprendre les phénomènes thermiques régissant la thermocirculation directe et les performances thermiques dans un CES.

Dans la première partie, nous avons présenté une analyse thermique de la thermocirculation directe. Le CES a été exposé au soleil durant des jours clairs. Le ciel est dégagé. Aucun soutirage d'eau n'a été effectué. Nous avons présenté une étude théorique suivie d'une expérimentation. Le débit engendré par la thermocirculation directe a été décrit par un modèle mathématique en régime stationnaire. Nous avons calculé le débit théorique pour chaque heure de la journée. L'expérimentation consiste en les mesures des principaux paramètres qui caractérisent l'effet thermosiphon. Les résultats obtenus sont représentés et analysés. Les évolutions théoriques et expérimentales du débit massique d'eau engendré par la thermocirculation sont comparées. En général, les courbes théoriques et expérimentales ont la même allure principalement durant la période où l'ensoleillement est fort. Les écarts entre les valeurs mesurées et calculées sont assez faibles. Les résultats obtenus sont assez satisfaisants comparativement à ceux qui existent dans la littérature. Dans la présente étude nous avons confirmé que le modèle mathématique en régime stationnaire sous-estime le débit même à la mi-journée, période où l'ensoleillement est le plus important. Les valeurs moyennes du débit sont de l'ordre de 25 litres/hrm². Ces dernières sont les mêmes que celles de Norton and Probert au LBL (Wisconsin) aux USA. On peut maintenant dire que ces valeurs sont identiques quel que soit le régime thermique.

Dans la deuxième partie de ce travail, nous avons confirmé la linéarité observée analytiquement entre l'énergie captée et l'irradiation solaire. La ventilation naturelle imposée aux capteurs peut introduire des différences qui peuvent être importantes. De ce fait, la reproductibilité des résultats reste posée.

Les résultats obtenus pour ce CES sont assez satisfaisants comparativement à ceux qui existent dans la littérature.

Cette étude est à encourager par le fait que c'est la première fois en Algérie qu'un système solaire est testé suivant un protocole expérimental. L'introduction d'une norme expérimentale a permis d'évaluer la qualité thermique d'un chauffe-eau solaire effet thermosiphon. L'utilisation de ce type de CES pour le chauffage d'eau sanitaire contribuera certainement à désenclaver beaucoup de régions en Algérie.

Les expérimentations qui ont été effectués sur le chauffe-eau solaire, ont permis cependant de dégager des conclusions intéressantes :

- Cette étude a montré que l'insolateur et le chauffe-eau solaire monobloc produits localement ont des performances thermiques tout à fait comparables à ceux produits outre mer.
- L'introduction d'une norme expérimentale a permis d'évaluer la qualité thermique d'un chauffe-eau solaire effet thermosiphon produit localement.

Il reste néanmoins beaucoup à faire sur les développements futurs des équipements solaires thermiques. Le problème le plus important en Algérie concerne le traitement de la surface intérieure de la cuve de stockage, problème qui ne se produit pas dans les autres pays où la technologie de vitrification est maîtrisée et utilisée. Il faudra travailler aussi pour améliorer le design.

Le grand mérite de ce travail est le fait que des résultats issus d'une étude théoriques soient directement comparés à ceux obtenus expérimentalement.

CHAPITRE II

ETUDE DE LA THERMOCIRCULATION DIRECTE

II. ETUDE DE LA THERMOCIRCULATION DIRECTE

II.1. INTRODUCTION

Dans cette première partie, nous allons présenter une analyse thermique du chauffe-eau solaire à thermosiphon de production nationale. Nous allons calculer le débit d'eau engendré par la thermocirculation directe. Une vue générale de ce CES est montrée par la figure 20.

Ce travail comporte une étude théorique suivie d'une expérimentation. Après une brève description de l'effet thermosiphon, on pose les hypothèses de base de cette étude. Le débit engendré par la thermocirculation directe a été décrit par un modèle mathématique en régime stationnaire. L'expérimentation consiste en les mesures des principaux paramètres qui caractérisent l'effet thermosiphon. Une comparaison des résultats théoriques et expérimentaux a été faite.

II.2. ETUDE THEORIQUE DE LA THERMOCIRCULATION DIRECTE

Nous allons étudier la thermocirculation dans un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon. Ce phénomène thermique est engendré par l'exposition au soleil du CES. La figure 21 montre un schéma d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon.

Ce dernier est généralement composé de :

- un capteur solaire plan,
- une cuve de stockage installé au-dessus du capteur
- des tubes de connexion.

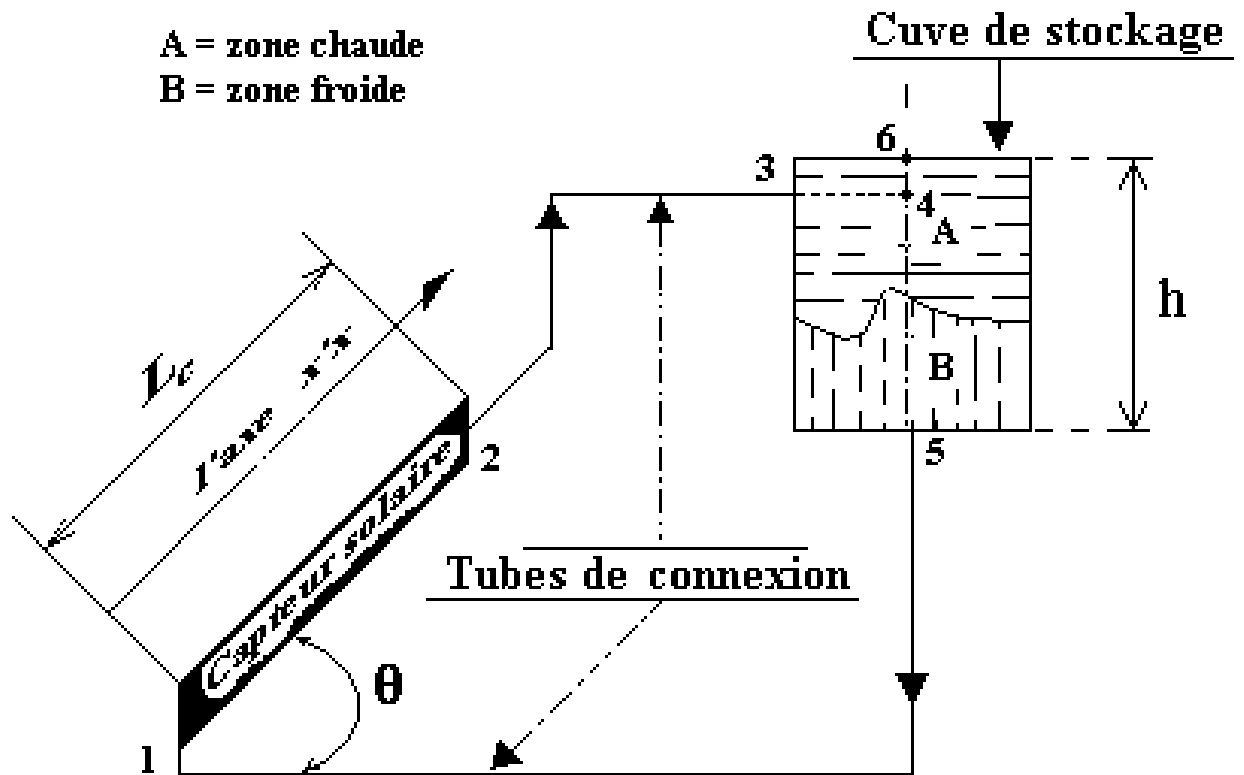


Fig. 21 : Schéma d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon

L'ensemble de l'installation (capteur solaire, canalisations, cuve de stockage) est entièrement rempli d'eau. Quand le capteur solaire reçoit les rayons du soleil, il s'échauffe et un gradient de température apparaît le long du capteur. Il en résulte un déséquilibre entre deux colonnes (2 à 3) et (5 à 1). La première étant plus légère que la seconde; la circulation d'eau s'amorce dans le sens des flèches.

Ce phénomène qui génère un mouvement de l'eau est désigné sous le nom de « l'effet thermosiphon ».

II.2.1. Hypothèses de travail

Dans la présente étude, nous avons formulé les hypothèses suivantes [12,21,23,70]:

- 1. ➔ Durant le jour, le système solaire est dans un état quasi - stationnaire.
- 2. ➔ Nous avons considéré un cas idéal ou:
 - il n'y a pas eu de soutirage.
 - le ciel est clair et dégagé (pas de nuages).
- 3. ➔ Le flux dans les tubes est unidimensionnel.
- 4. ➔ L'effet thermosiphon est établi dans le CES et le mouvement de l'eau s'effectue du capteur vers la cuve de stockage.
- 5. ➔ Les tubes de connexion sont très bien isolés thermiquement. De ce fait les différences de températures entre les points 2 et 3 et entre 1 et 5 sont très petites et peuvent être négligeables.
- 6. ➔ Les températures moyennes des corps du collecteur et des tubes, de la cuve de stockage et des tubes de connexion sont égales aux températures moyennes de l'eau qu'ils contiennent.
- 7. ➔ Les distributions de températures dans la cuve de stockage et dans les tubes de l'absorbeur sont linéaires.
- 8. ➔ Les températures moyennes dans le capteur et les tubes de connexion sont égales.

La figure 22 montre une distribution de la température dans le système.

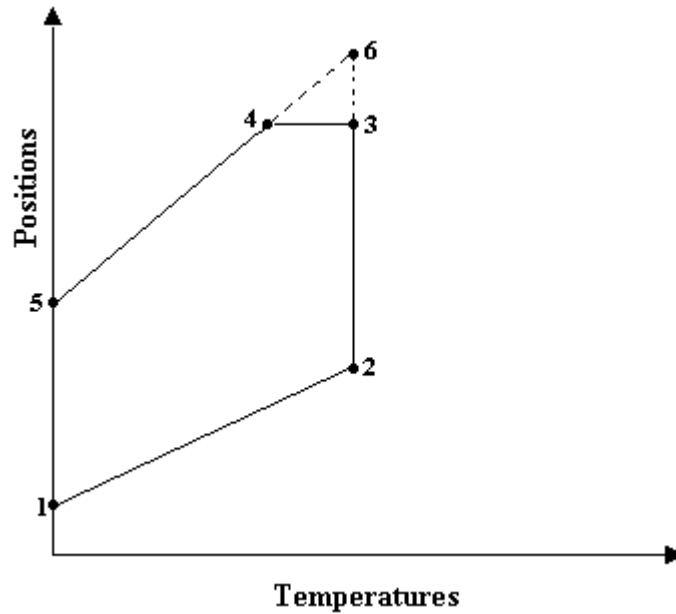


Fig.22: Distribution de températures dans le système

Ces hypothèses ont un effet négligeable sur les résultats [12,13,23].

L'hypothèse selon laquelle, il y a égalité entre les températures moyennes du capteur et de la cuve résulte des conséquences des hypothèses 4, 5 et 7. Expérimentalement, il a été démontré que les valeurs des températures de l'eau aux points 4 et 3 sont presque égales [12,13].

Les indices (s) et (e) désignent la sortie et l'entrée du capteur (respectivement les positions 2 et 1 sur la figure 21).

Sur la base de ces hypothèses, nous allons calculer le débit engendré par l'effet thermosiphon en établissant un bilan des pertes de charges dans le circuit et les pressions induites par l'effet thermosiphon.

II.2.2. Variations effectives de pression qui génèrent l'effet thermosiphon

L'eau rentre dans le capteur à une température (T_e) et ressort à une température (T_s). Les variations de pression effectives (ΔP_e) qui génèrent l'écoulement d'eau (thermocirculation directe) comportent deux contributions. La première représente les pertes de pression à

travers le capteur (ΔP_1) et la seconde (ΔP_2) les pertes de pression dans la cuve. Pour résoudre le problème, nous allons désigner par [70] :

- xx' est un axe orienté suivant l'écoulement dans un tube de l'échelle tubulaire de l'absorbeur du capteur (voir figure 21)
- Les paramètres ρ_e , ρ_s et $\rho(x)$ les densités de l'eau respectivement à l'entrée, à la sortie du capteur et à une distance (x) de l'entrée du capteur.

En analysant les hypothèses précédentes, on déduit que les densités de l'eau dans le capteur et dans la cuve sont égales [12,13,21,23,70] :

$$\Delta P_e = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (18)$$

a). Variations de pression dans le capteur

Les variations de pression dans le capteur s'expriment par la relation suivante [23,70]:

$$\Delta P_1 = g \sin \theta \int_0^{L_c} (\rho_e - \rho(x)) dx \quad (19)$$

L_c désigne la longueur du capteur, θ étant l'inclinaison du capteur.

b). Variations de pression dans la cuve

Les variations de pression dans la cuve sont données par l'équation :

$$\Delta P_2 = (\rho_e - \rho_s)gh \quad (20)$$

h désigne la hauteur de la cuve.

L'évolution de la densité ρ de l'eau peut être estimée par la relation suivante [12, 13, 23] :

$$\rho(T) = \rho_0(1 - \beta T) \quad (21)$$

$\rho_0 = \rho (T=0)$ est la densité ρ de l'eau à zéro (0) degrés Célcius. β est le coefficient de dilatation de l'eau.

La température de l'eau (T) s'exprime en degré C.

En substituant les relations (19), (20) et (21) dans l'équation 18, on obtient :

$$\Delta P_c = g\beta\rho_0 \left[\sin\theta \int_0^{L_c} (T(x) - T_e) dx + (T_s - T_e)h \right] \quad (22)$$

Si nous considérons le cas où la température de l'eau augmente linéairement le long des tubes de l'absorbeur, c'est à dire [12,23,70]:

$$T(x) - T_e = \frac{T_s - T_e}{L_c} x \quad (23)$$

En remplaçant la température T(x) par son expression dans l'équation (22) et après intégration on arrive à :

$$\Delta P_c = g\rho_0\beta(T_s - T_e) \left(\frac{L_c \sin\theta}{2} + h \right) \quad (24)$$

II.2.3. Pertes de pression dans le circuit

Le régime de l'écoulement étant supposé stationnaire, les pertes de pression ΔP_L dans le circuit peuvent être aussi calculées d'une autre manière. Ces pertes thermiques constituent la résultante de deux contributions:

- celles dues au capteur (ΔP_c)
- celles dues aux différents tubes de connexion (ΔP_{ct})

Nous aurons donc:

$$\Delta P_L = \Delta P_c + \Delta P_{ct} \quad (25)$$

Désignons par φ le rapport suivant:

$$\varphi = \frac{\Delta P_{ct}}{\Delta P_c} \quad (26)$$

L'équation (25) devient alors:

$$\Delta P_L = \Delta P_c(1 + \varphi) \quad (27)$$

Le facteur φ caractérise la résistance au mouvement d'eau dans le capteur et les tubes de connexion.

A l'équilibre les forces qui génèrent l'effet thermosiphon (ΔP_e) sont égales à celles dues aux pertes de pression dans le circuit (ΔP_L) :

$$\Delta P_e = \Delta P_L \quad (28)$$

En remplaçant (ΔP_e) et (ΔP_L) par leurs expressions (respectivement 24 et 27), on obtient:

$$\Delta P_c(1 + \varphi) = \rho_o g \beta (T_s - T_e) \left(\frac{L_c \sin \theta}{2} + h \right) \quad (29)$$

2.1.4. Calcul du débit

Le capteur solaire qui compose le chauffe-eau solaire a effet thermosiphon est doté d'un absorbeur de type tubulaire en forme de grille. Il est schématisé par la figure 23.

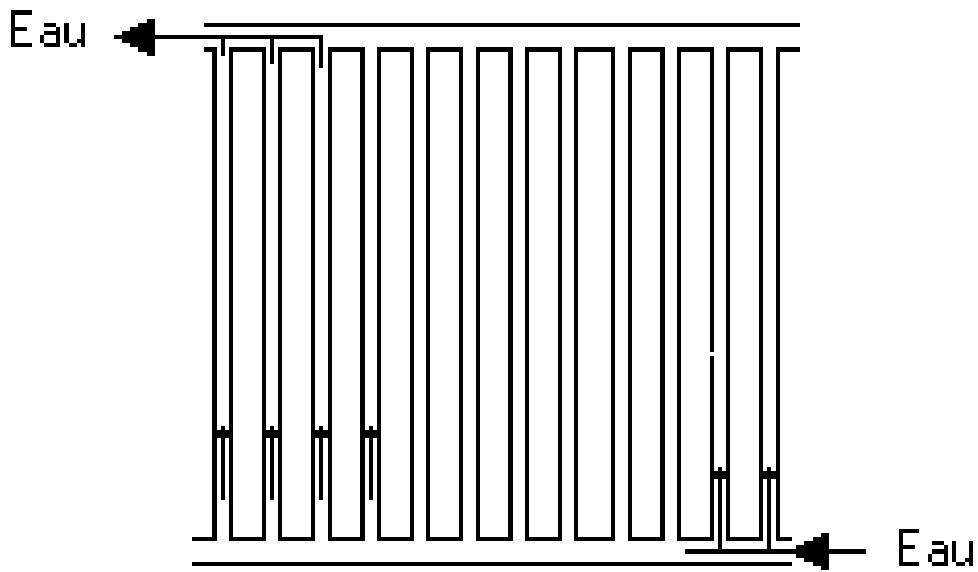


Fig. 23 : Schéma du collecteur

Une étude très détaillée de ce type de capteur solaire a été présentée dans la référence (84).

L'analyse de ce type de capteur impose quelques hypothèses importantes et notamment [70, 77, 83,84] :

- Les collecteurs d'eau principaux peuvent être négligés car leurs surfaces sont petites
- Les effets de bords sont négligeables.
- Le flux à l'intérieur des tubes est laminaire.
- Le flux dans les tubes est uniformément distribué par les collecteurs.
- Les gradients de températures dans la direction du mouvement d'eau et entre les tubes peuvent être traités indépendamment.

a). Calcul des pertes de charge :

- Pour le collecteur

Ces pertes s'expriment par la relation suivante [77,81]:

$$\frac{\Delta P_c}{L_c} = \frac{\rho f V_c^2}{2d_c} \quad (30)$$

Ou f est le coefficient des pertes de charges. Il est donné par l'expression :

$$f = \frac{64\nu}{d_c V_c} \quad (31)$$

V_c = la vitesse de l'eau dans les tubes situés à l'intérieur de l'absorbeur.

ν = la viscosité cinématique de l'eau

d_c = diamètre des tubes du capteur.

En combinant les équations (30) et (31), on obtient :

$$\Delta P_c = 32 \frac{L_c \rho \nu}{d_c^2} V_c \quad (32)$$

- Pour les tubes de connexions

De la même façon que précédemment on calcule les pertes de pression dans les tubes de connexion. On a alors:

$$\Delta P_{ct} = 32 \frac{L_{ct} \rho \nu}{d_{ct}^2} V_{ct} \quad (33)$$

V_{ct} = la vitesse de l'eau dans les tubes de connexion.

d_{ct} = diamètre des tubes de connexion.

L'échelle tubulaire est constituée de N tubes parallèles. L'équation de continuité du débit dans les tubes, nous permet d'écrire:

$$\frac{V_{ct}}{V_c} = N \left(\frac{d_c}{d_{ct}} \right)^2 \quad (34)$$

En substituant les équations (32) et (33) dans (26), le facteur φ devient alors:

$$\varphi = N \frac{L_{ct}}{L_c} \left(\frac{d_c}{d_{ct}} \right)^4 \quad (35)$$

La vitesse de l'eau dans les tubes à l'intérieur du capteur est donnée par la relation de base suivante [8]:

$$V_c = \frac{4\dot{M}}{\rho \pi N d_c^2} \quad (36)$$

En remplaçant l'équation (36) dans (32), on obtient alors :

$$\Delta P_c = 128 \frac{\nu L_c \dot{M}}{\pi N d_c^4} \quad (37)$$

En combinant les équations précédentes et après quelques arrangements, la relation(29) devient:

$$128 \frac{\nu L_c \dot{M}}{\pi N d_c^4} (1 + \varphi) = \rho_o g \beta (T_s - T_e) \left(\frac{L_c \sin \theta}{2} + h \right) \quad (38)$$

La différence de températures ($\Delta T = T_s - T_e$) est calculée par la relation de Hottel – Whillier [77]:

$$T_s - T_e = \frac{A_c F'}{\dot{M} C_p} (I(\tau \alpha) - U_L (T_{mf} - T_a)) \quad (39)$$

T_a est la température ambiante

T_{mf} est la température moyenne du fluide. Elle est estimée par [75]:

$$T_{mf} = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (40)$$

En combinant toutes les équations et après quelques arrangements, on obtient:

$$\dot{M} = C^{1/2} \left[\frac{\rho_o \beta}{\nu C_p} F' (I(\tau\alpha) - U_L(T_{mf} - T_{amb})) \right]^{1/2} \quad (41)$$

Avec:

$$C = \frac{gN\pi A_c d_c^4 \left(\frac{L_c \sin\theta}{2} + h \right)}{128L_c(1+\varphi)} \quad (42)$$

L'équation 41 permet de calculer le débit d'eau engendré par la thermocirculation. Le régime dans le CES étant laminaire, le paramètre φ (équation 35) est constant. Le facteur C dépend uniquement facteurs géométriques du capteur.

II.3. EXPERIMENTATION

II.3.1. Description générale du chauffe-eau solaire

Le chauffe-eau solaire à effet thermosiphon que nous avons testé a été réalisé et produit au CDER. Une vue générale du chauffe-eau est montrée en figure 20. Ce dernier est généralement composé de :

- un capteur solaire plan,
- une cuve de stockage installé au-dessus du capteur
- des tubes de connexion.

La figure 24 montre un schéma synoptique du CES.

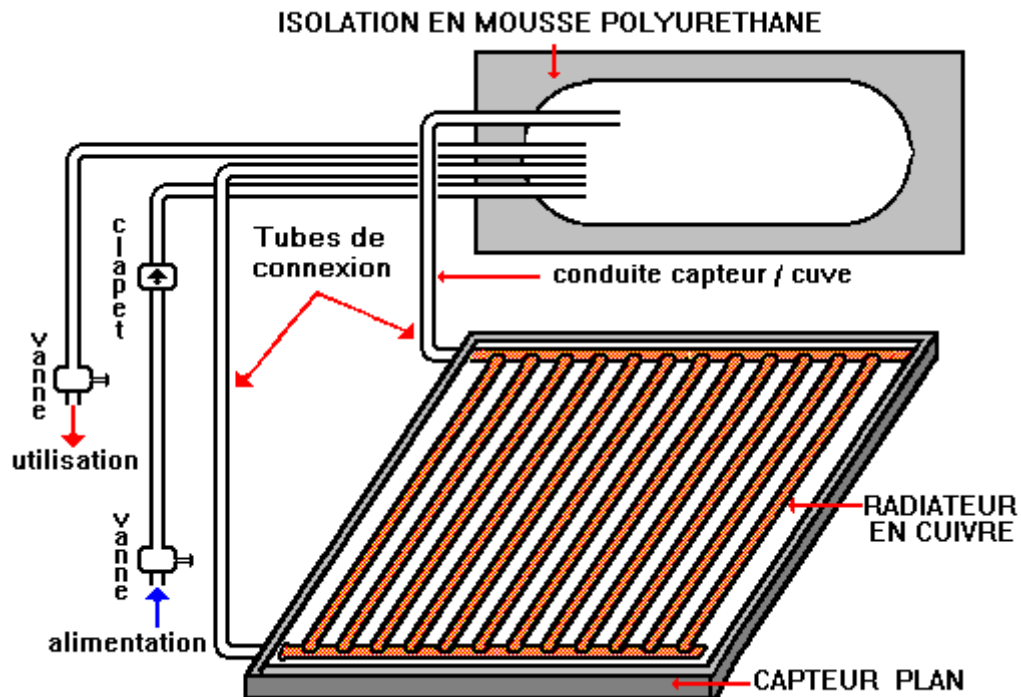


Fig.24. Schéma synoptique du CES

a). Capteur solaire plan

Sur la figure 20, on voit une photo du capteur. La figure 25 montre une vue schématique écartée de ce capteur solaire.

i/. Absorbeur

L'absorbeur est montré dans la figure 25. Il est composé d'une tôle en aluminium extrudé de nuance AGS formant les ailettes d'une échelle tubulaire en cuivre. Douze rangées de tubes 12/14 mm sont sertis dans ces ailettes. L'échelle tubulaire en forme de grille est illustrée sur la figure 24. Le traitement de surface appliquée sur les absorbeurs du capteur est :

- un revêtement de surface à l'aide d'une peinture spéciale,
- une coloration noire mate par sels métalliques,
- un colmatage par pulvérisation.

L'uniformisation et le noircissement de la surface sont obtenus par bombardements contrôlés du noir mate auquel on rajoute des particules de nickel noir. Ce traitement permet d'obtenir une surface sélective adaptée à l'absorption d'un spectre visible et infrarouge.

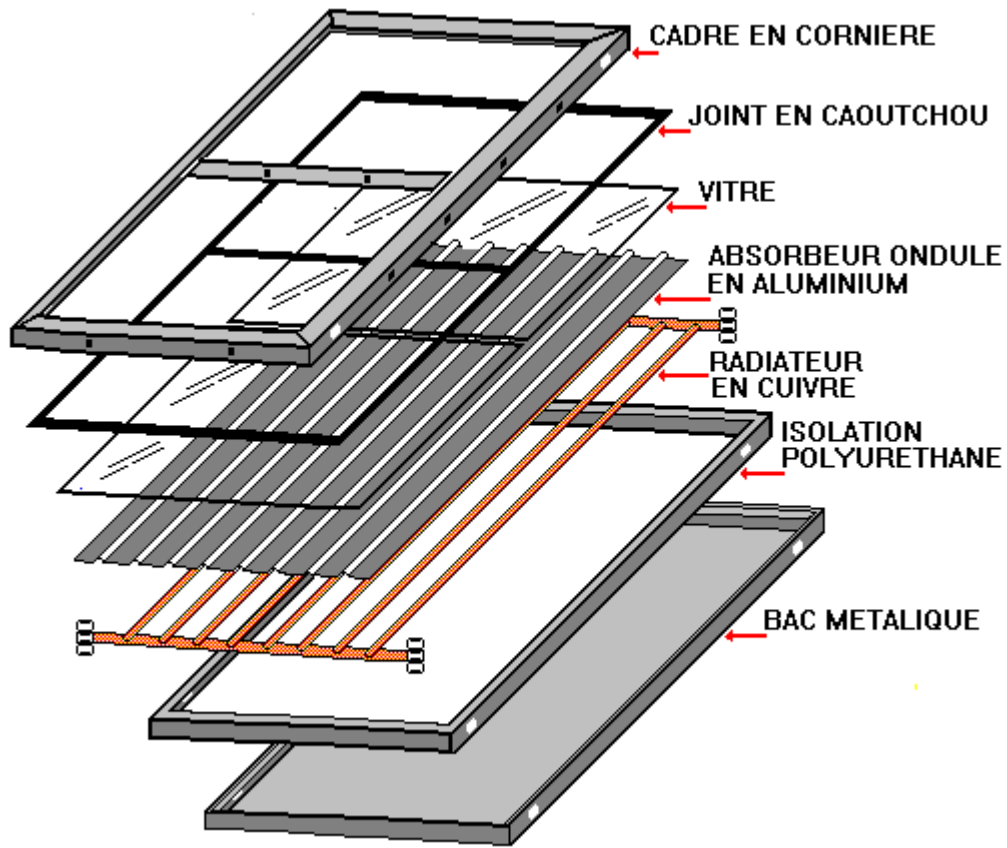


Fig.25 : Vue éclatée d'un capteur solaire

ii. Couverture transparente

La couverture transparente est constituée d'un châssis avec deux vitres juxtaposées reliées par l'intermédiaire d'une bandelette en aluminium fixée à l'aide de vis Parker.

Le châssis est composé d'une paroi translucide en verre blanc de 3 mm d'épaisseur, bordé sur tous ces cotés par deux profils en aluminium extrudé anodisé rendus solidaire de la vitre par un joint élastomère (type EPT) en forme de U muni d'une lèvre isolant le châssis du bac.

iii. Coffret

Le coffret est constitué d'une tôle d'acier galvanisé d'épaisseur 6/10 de mm enveloppant une couche de mousse polyuréthane d'environ 35 mm d'épaisseur.

Lors de la fabrication du coffre, la tôle extérieure de celui-ci est sur ces quatre cotés, légèrement pliée et emboîtées dans une ceinture rectangulaire formée par une cornière en L (20X70) en aluminium anodisé. L'ensemble est injecté de mousse polyuréthane à haute pression dans un conformateur réalisé à cet effet.

Egalement le coffret est fermé en sa partie supérieure par une ceinture rectangulaire formée par une cornière 20X25 en aluminium anodisé qui s'emboîte sur le vitrage et maintenu par vis Parker avec la cornière de la partie inférieure.

L'absorbeur est emboîté sur deux butées à chaque coté de manière assurer son maintien et sa stabilité. Cette dernière a été renforcée par deux autres butées placées dans la partie centrale. Ces butées sont réalisées en tôle d'acier galvanisé de 2 mm d'épaisseur.

iv. Accessoire de raccordement.

Les accessoires de raccordement hydrauliques sont réalisés en tube de cuivre recuit (diamètre 20/22) assemblés par des raccords REX revêtus d'un isolant de type ARMAFLEX.

v. Accessoire de tôlerie et support

Les accessoires de tôlerie sont destinés à assurer :

- la liaison mécanique entre le capteur et la cuve.
- La fixation du capteur et de la cuve sur le support,
- La fixation du CES à la plate-forme.

Ces accessoires sont réalisés en tôle galvanisée pliés d'épaisseur 15/10 mm et ils sont tous fixés avec des vis. Le support est constitué d'éléments en forme de U renversé en tôle galvanisé de 15 mm.

Les caractéristiques du chauffe-eau solaire expérimenté sont les suivantes :

A/. Le capteur

Le capteur est orienté sud et incliné à la latitude du lieu ($\theta=36^\circ$). Les paramètres du capteur sont les suivants.

Type: Collecteur avec tube en grille

Surface du capteur: $A_c= 1.8 \text{ m}^2$

Diamètre intérieur des tubes de la grille: $d_c=12 \text{ mm}$

La plaque absorbante est en cuivre d'un millimètre d'épaisseur: 01 mm d'épaisseur

Coefficient d'absorption de la plaque absorbante: $\alpha_p=0.9$

Nombre de tube de la grille des collecteurs: $N=12$

Epaisseur de l'insolation du capteur: 50 mm

B/. Cuve et tube de connexion:

Type: Horizontal

Coefficient de déperdition thermique de la cuve: 2.40 WK^{-1}

Coefficient de déperdition thermique du système (capteur-cuve): 2.80 WK^{-1}

La cuve et les tubes de connexion sont en tôle :

Volume de la cuve: 120 litres

Epaisseur de parois de la cuve: 3 mm

Epaisseur de l'isolation de la cuve : 35 mm

Diamètre des collecteurs principaux $d_h=d_{ct}=16 \text{ mm}$

Epaisseur de l'isolation des tubes: 15 mm

II.3.2. Expérimentation

Il a été décrit par l'auteur dans les références (68 et 70). Ce CES que nous avons expérimenté est schématisé par la figure 26. Les chiffres indiquent les positions des thermocouples.

L'expérimentation du CES consiste en les mesures:

- de températures de l'eau dans l'absorbeur (entrée et sortie du capteur) et dans la cuve (entrée et sortie du capteur),
- de la température ambiante
- de l'irradiation solaire sur le plan du capteur,
- du débit d'eau engendré par la circulation.

Dix huit (18) thermocouples (type T) ont été utilisés pour la mesure des températures de l'eau (neuf dans le radiateur et neuf autres dans la cuve).

Le débit d'eau a été mesuré à l'aide d'une méthode décrite dans la référence [23]. Cette méthode consiste à installer un tube transparent (Pyrex), dans un des tubes de connexion (capteur – cuve). Ce tube est de dimension connue. Quand l'effet thermosiphon est établi, on injecte un colorant dans le tube. A l'aide d'un chronomètre on mesure le temps mis par les particules du colorant pour parcourir une distance connue à l'avance. On en déduit alors la vitesse de l'écoulement d'eau engendré par la thermocirculation directe. Ainsi, on estime la valeur du débit.

3Fig. 26: Positions des thermocouples

L'éclairement solaire sur le plan du capteur a été mesuré à l'aide d'un pyranomètre (première classe de type KIPP & ZONEN). La tolérance sur les mesures est $\pm 3 \%$. Le capteur est installé sur le plan du capteur (36° par rapport à l'horizontale). Le pas de temps des relevés expérimentaux est fixé à 30 minutes.

La température ambiante (T_a) a été mesurée avec un thermocouple (tolérance $\pm 0.5K$). Les thermocouples sont protégés du rayonnement solaire.

II.4. ANALYSE DES RESULTATS

Les résultats obtenus sont représentés par les figures 27 à 34. Nous avons retenu deux journées typiques. Les variations horaires de l'intensité solaire sur le plan du capteur et de la température ambiante de l'environnement du CES sont illustrées respectivement par les figures (27 puis 32) et (28 puis 31). Les relevés expérimentaux de la température moyenne de l'eau dans la cuve sont illustrés par la figure 29 et 33. Les figures 30 et 34 montrent les variations théoriques et expérimentales du débit massique d'eau engendré par la thermocirculation.

Les figures 29 et 33 montrent les évolutions de la température moyenne de l'eau dans la cuve. On constate que la valeur maximale de la température moyenne de la cuve est de $57^\circ C$. La température initiale de l'eau à 7 heures du matin étant de $17^\circ C$. On constate qu'il y a trois périodes de chauffage. La première période consiste en le préchauffage de l'eau. Entre 7 heures et 9 heures, la redistribution de la température de l'eau dans la cuve a débuté. On constate que la réponse du système est assez lente. A partir de 9 heures l'irradiation solaire commence à être importante et cela se traduit par une grande évolution de la température de l'eau. Ce phénomène dure jusqu'à 18 heures. A partir de ce moment il y a une autre redistribution de la température de l'eau dans la cuve.

Le débit théorique de l'eau a été calculé. Les valeurs théoriques et expérimentales sont montrées dans la figure 30 et 34. On remarque que ces courbes ont la même allure. Durant la première période (avant 9 heures du matin), l'effet thermosiphon est négligeable. La valeur maximale est obtenue à 13 heures. A partir de cette heure, le débit commence à diminuer. A 16 heures, le débit est faible est le flux diminue et tend vers zéro. Sur la figure, on remarque

que durant la période la plus ensoleillée (entre 11 heures et 14 heures) les valeurs du débit théoriques sont inférieures aux valeurs expérimentales. On rappelle que c'est durant cette période que le régime devrait être quasi-permanent. Sur la base de cette, on note qu'il y a aussi instabilité du débit. On remarque aussi que les écarts entre les valeurs mesurées et calculées sont assez faibles.

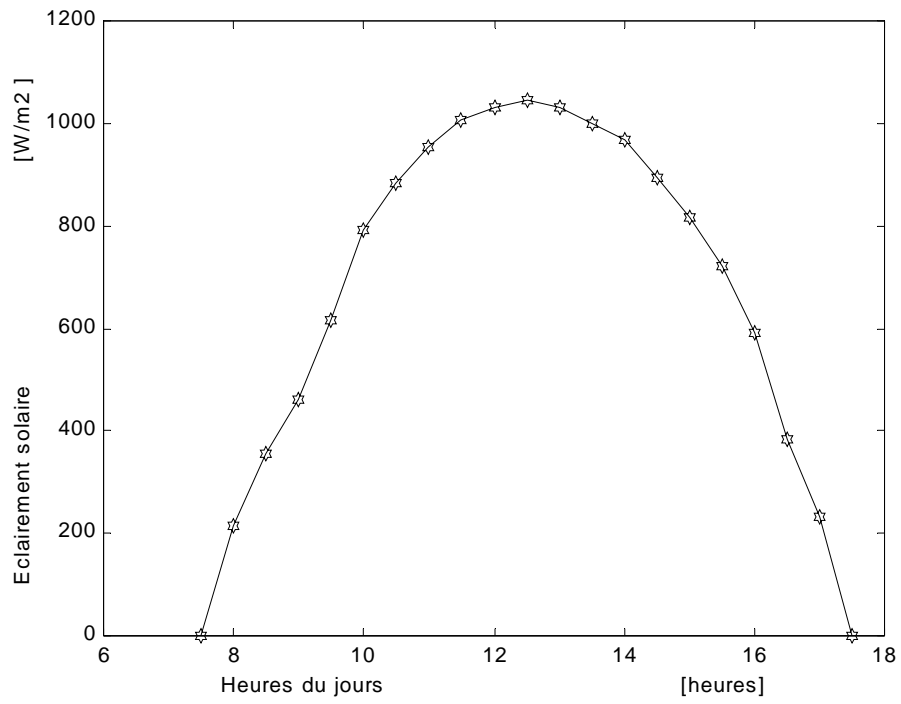


Fig. 27: Variation de l'intensité de l'éclaircissement solaire
(première journée typique de printemps)

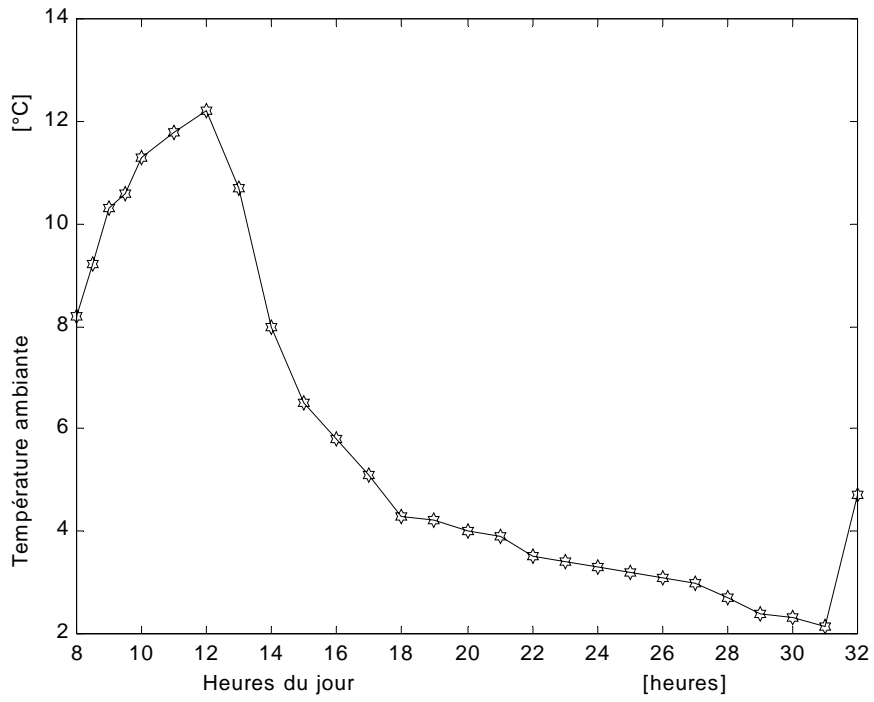


Fig. 28: Variation de la température ambiante (première journée typique de printemps)

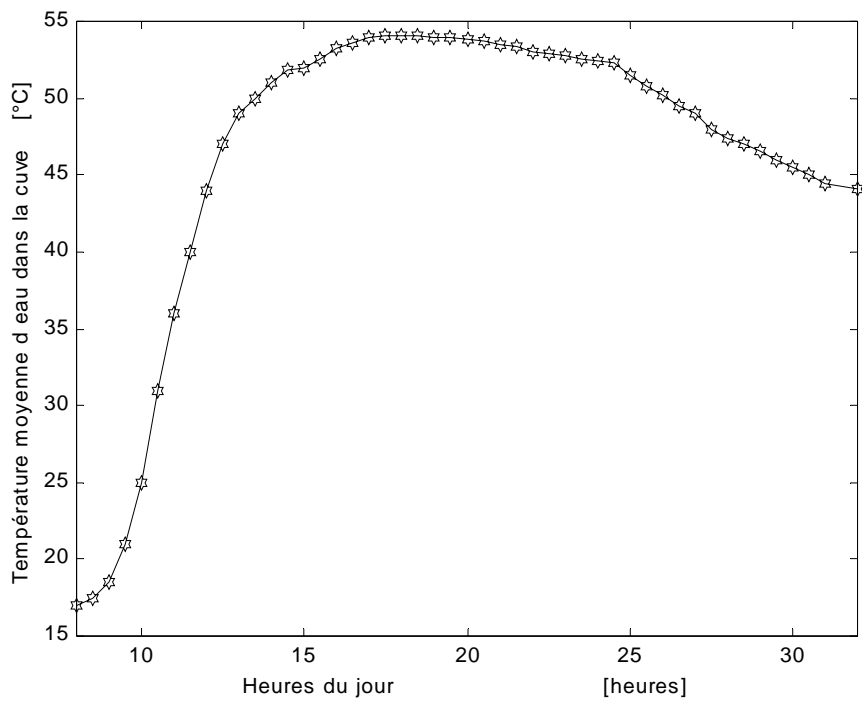


Fig. 29 : Evolution de la température moyenne de la cuve

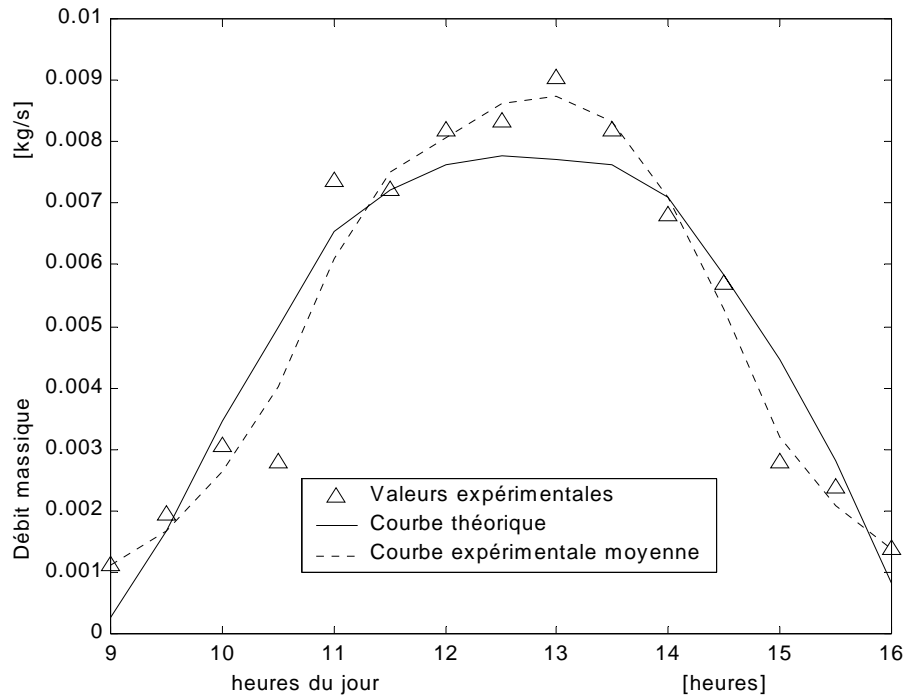


Fig. 30: Evolutions des débits théorique et expérimental

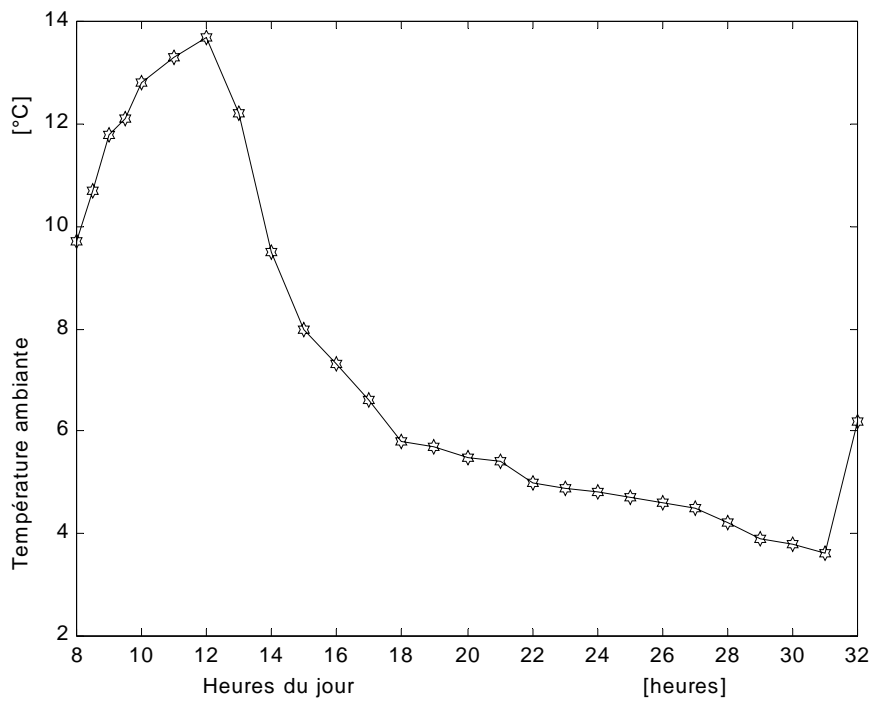


Fig. 31: Variation de la température ambiante (journée typique de printemps)

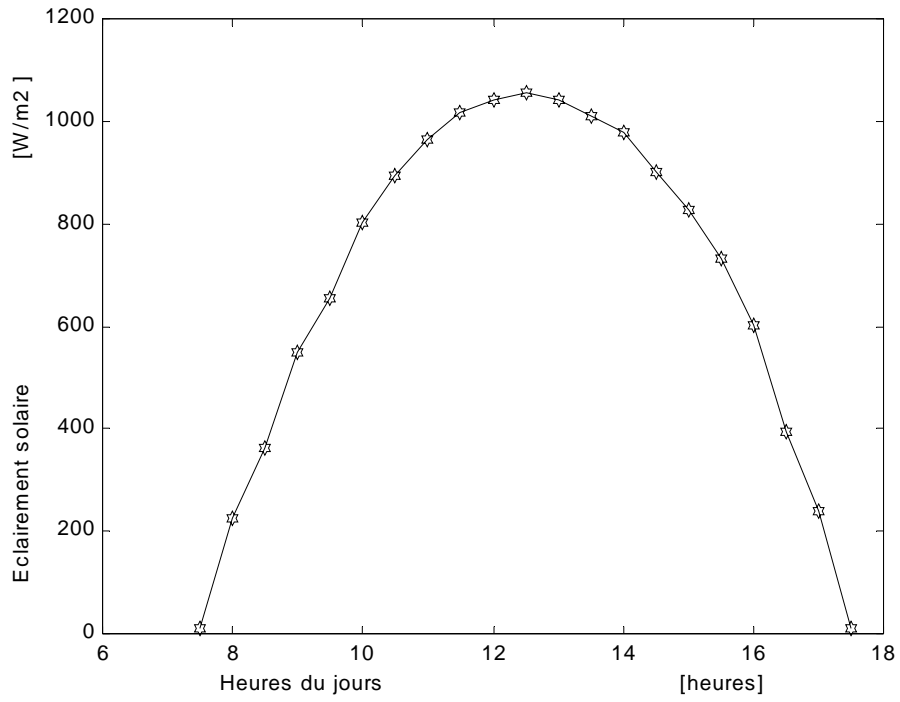


Fig. 32: Variation de l'intensité de l'éclaircissement solaire
(journée typique de printemps)

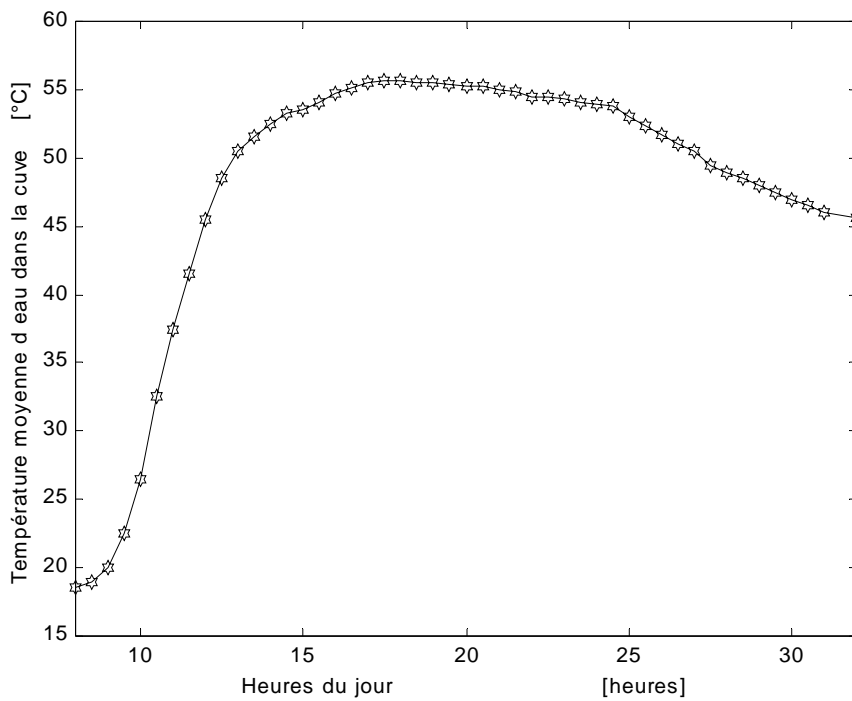


Fig. 33 : Evolution de la température moyenne de la cuve

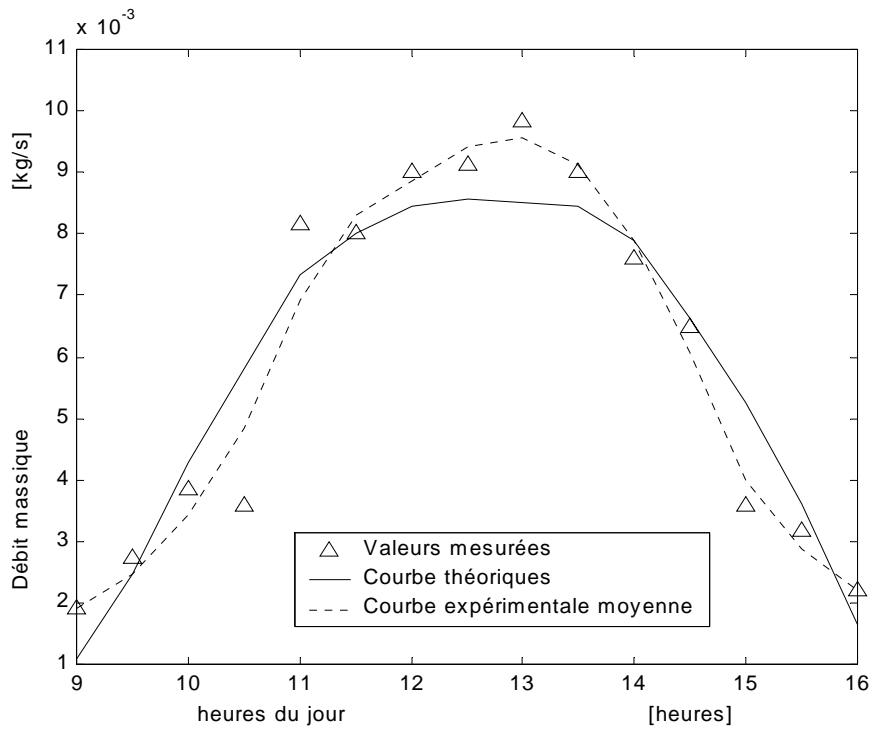


Fig. 34: Evolutions des débits théorique et expérimental

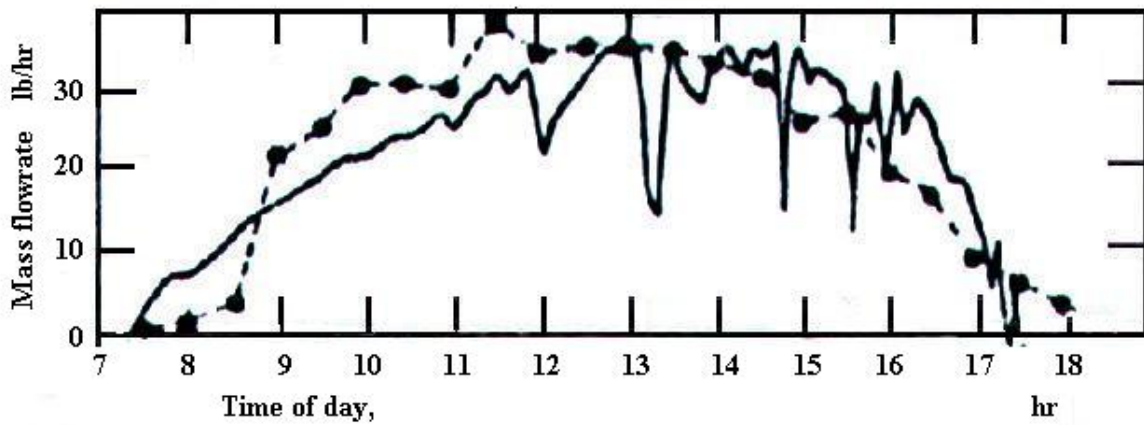


Fig. 35 : Comparaison du débit théorique et expérimental (Ong, référence 23)

II.5. CONCLUSION

En général, les courbes théoriques et expérimentales ont la même allure principalement durant la période où l'ensoleillement est fort (entre 9 heures et 16 heures). Les résultats obtenus sont assez satisfaisants comparativement à ceux qui existent dans la littérature.

Les valeurs moyennes du débit sont de l'ordre de 25 litres/hrm². On arrive donc à la même conclusion établie par B. Norton and S.D. Probert au Lawrence Berkeley Laboratory aux USA. Ces valeurs sont atteintes quelles que soient les hypothèses sur l'écoulement.

Le CES testé a une configuration en "U", c'est à dire l'entrée et la sortie du fluide sont situées du même côté, de la cuve). Cette configuration impose des pertes de charges importantes comparativement au CES testé au USA.

Sur la base de cette étude, on peut conclure qu'il y a aussi instabilité du débit. On remarque aussi que les écarts entre les valeurs mesurées et calculées sont assez faibles ce qui est encourageant et confirme le bien fondé de la démarche entreprise.

Une étude théorique et expérimentale a été présentée par Ong [23]. Une partie de ces résultats est montrée par la figure 35. Le modèle théorique en régime permanent utilisé dans cette étude est différent du notre. En analysant cette courbe, on peut noter que les remarques et constatations que nous avons émises dans l'analyse de nos résultats sont valables à cette figure. On peut alors maintenant conclure que le modèle mathématique en régime permanent sous-estime le débit. Cette conclusion confirme les résultats pressentis dans la littérature.

Les résultats expérimentaux que nous avons discutés ont montré certaines faiblesses des hypothèses que nous avons formulées dans la modélisation mathématique du débit.

Il n'y a pas d'égalité entre les températures suivantes :

- i. la température moyenne de l'absorbeur,
- ii. la température moyenne de l'eau dans la cuve,

iii. la température moyennes de l'eau dans les collecteurs.

La température moyenne de l'absorbeur est plus importante que celle des tubes durant la période d'insolation. La température de l'eau dans la cuve augmente durant le jour et diminue durant la nuit. En réalité la distribution de la température est non linéaire.

Chapitre III

ETUDE DES PERFORMANCES Thermiques

III. ETUDE DES PERFORMANCES Thermiques

III.1. INTRODUCTION

Dans cette partie, on se propose de déterminer les performances thermiques à long terme du chauffe-eau solaire à effet thermosiphon produit au Centre de Développement des Energies Renouvelables situé à Bouzaréah, Alger. La figure 20 montre une photographie du chauffe-eau solaire. Cette étude comporte deux volets :

- Le premier consiste à présenter une étude de caractérisation du chauffe-eau solaire. Pour cela nous avons testé le CES suivant la méthode européenne de test à court terme désignée sous le nom de méthode "entrée-sortie". Cette dernière propose une procédure de tests de quelques jours et un format de présentation des résultats permettant au consommateur de déterminer l'apport énergétique de son système, compte tenu du climat et de la consommation d'eau chaude.

- Le deuxième volet porte sur l'estimation des performances thermiques à long terme du chauffe-eau solaire. Nous avons alors choisi la méthode européenne d'extrapolation jour par jour.

Cette dernière utilise les résultats des tests « entrée/sortie » et un fichier météo constitué de valeurs d'irradiations journalières sur le plan des capteurs et des valeurs des températures moyennes diurnes des températures ambiantes.

III.2. PERFORMANCE A COURT TERME

III.2.1. Méthode d'expérimentation à court terme

La méthode à court terme est utilisée pour déterminer les performances thermiques des systèmes de chauffage solaire. A partir des résultats obtenus par l'utilisation des méthodes à court terme, on détermine les performances à long terme. Le système solaire à tester est considéré comme une «boite noire » ou l'on impose des données à l'entrée « input », et à la sortie, on obtient des résultats « output ». Ce type de méthode d'expérimentation est applicable à tout les chauffe-eaux solaires actifs ou passifs.

Une telle approche représente un intérêt certain pour la certification des chauffe-eaux solaires. L'analyse des résultats obtenus par la méthode à court terme, menés sur une longue période a montré l'existence d'une relation linéaire entre l'énergie captée et l'irradiation journalière. Cette relation constitue la base de la procédure d'essais normalisés de chauffe-eaux solaires pour la l'estimation de leur performance à long terme.

Cette analyse a pour but de :

- Caractériser le chauffe-eau solaire à effet thermosiphon à partir d'un essai à court terme, sous des conditions de climat et d'utilisation spécifiées.
- utiliser la relation linéaire obtenue pour la prédiction des performances à long terme.

III.2.2. Base analytique de la méthode d'expérimentation à court terme

Ce protocole expérimental propose une procédure de tests de quelques jours et un format de présentation des résultats permettant au consommateur de déterminer l'apport énergétique de son système, compte tenu de son climat et de sa consommation d'eau chaude. Le principe est le suivant :

Le matin, le chauffe-eau solaire est rempli d'eau à une température (T_r) connue et uniforme.

On le laisse fonctionner toute la journée en relevant les paramètres météorologiques :

- l'irradiation solaire journalière incidente sur le plan des capteurs H,
- la température ambiante moyenne journalière T_{ad}

Le soir le contenu du chauffe-eau est vidé et l'énergie extraite (Q_u) est mesurée. L'opération est renouvelée plusieurs jours de suite, afin de l'expérimenter sous diverses conditions. Les résultats sont analysés à l'aide du modèle linéaire suivants [88] :

$$Q_u = \alpha_1 H + \alpha_2 (T_{ad} - T_r) + \alpha_o \quad (43)$$

Les valeurs de α_1 , α_2 et α_o sont par la suite estimées à partir de la courbe caractéristique du chauffe-eau solaire $Q_u = Q_u(H, T_{ad} - T_r)$. Une simple analyse des performances d'un CES a permis de donner une interprétation physique à ces trois coefficients. Le paramètre α_1 exprime la proportion d'énergie incidente sur le champ des capteurs solaires qui a été utilisée dans le système. Il est relatif à la surface de captation et au rendement du capteur. Une expression approximative a été présentée [88]:

$$\alpha_1 = \frac{2\eta_o A M_s C_s}{2M_s C_s + U'\Delta t} \quad (44)$$

Ou :

U' : coefficient de déperdition thermique du système (capteur-cuve)

Δt : durée du jour en secondes

M_s : masse d'eau dans la cuve

C_s : capacité thermique de la cuve incluant son contenu

η_o : Eta zéro du capteur

α_2 représente les déperditions thermiques du système (capteur et la cuve) pendant la journée.

Il peut être donné par la relation [88] :

$$\alpha_2 = \frac{2M_s C_s U'\Delta t}{2M_s C_s + U'\Delta t} \quad (45)$$

α_0 est relatifs à la consigne et au contrôle (thermostat in/on, etc.). Diverses considérations théoriques indiquent que α_1 et α_2 peuvent varier avec la saison (durée du jour).

III.2.3. Effet du soutirage et du profil de puisage

Il existe plusieurs protocoles expérimentaux de CES que l'on peut classer en deux types:

- une première méthode avec plusieurs soutirages effectués durant le jour,
- une deuxième avec un soutirage concentré le soir à la fin de la journée.

Il est prouvé que le volume de la charge et le profil de soutirage affecte les performances des CES, c'est à dire les variations de la courbe des performances dans le diagramme entrée-sortie. De même que si on veut déterminer les performances d'un système solaire de chauffage d'eau sanitaire, en utilisant les méthodes basées sur plusieurs soutirages répartis dans la journée, deux problèmes surgissent :

- 1. Comment définir un profil de puisage typique,
- 2. Pour des tests en ambiance extérieure, durant les journées partiellement nuageuses, les performances du système vont dépendre de l'interaction qui existe entre l'irradiation solaire et celui de la demande.

Nous savons aussi que pour beaucoup de foyers, la consommation d'eau chaude est effectuée le soir. La méthode "entrée-sortie" [52, 88] impose un soutirage d'eau chaude concentré à la fin de la journée. L'utilisation de cette méthode a montré que les effets dus au profil de puisage sont faibles. Les performances d'un CES avec plusieurs puisages durant le jour sont inférieures de 10 % par rapport à celles d'un même CES avec un puisage concentré le soir [52]. Ce standard semble le plus raisonnable pour des CES bien conçus (le volume de la cuve de stockage est égal à celui de la charge journalière). Cette méthode est applicable à tous les types. Ce protocole expérimental a été élaboré pour tester des systèmes solaires dans les pays

de la Communauté européenne. Il a donné beaucoup de satisfactions notamment à Carpentras (France), Ispra (Italie) et à Athènes (Grèce). Les résultats obtenus par la méthode à court terme sont indépendants du lieu où les tests ont été effectués [62].

En Algérie, il n'y a pas de normes officielles pour caractériser les équipements solaires. Pour caractériser les produits locaux, il fallait donc se rapporter à une norme existante ailleurs. Il est connu aussi que les conditions météorologiques du sud de l'Europe sont comparables à celles du nord algérien. C'est pour ces raisons que nous avons choisi de tester notre CES suivant de la méthode "entrée-sortie" [52,88].

III.2.4. Description de la procédure expérimentale

La procédure complète comporte cinq (5) tests. Deux de ces tests sont effectués séparément (en dehors de l'expérimentation principale):

i/. Test de pré-conditionnement du chauffe-eau

Chaque jour, avant chaque test, on couvre l'absorbeur. Par la suite, on fait circuler de l'eau froide du circuit d'alimentation (à température T_f) à travers le CES. Durant cette étape, l'eau traverse le CES avec un débit de $0.600 \text{ m}^3/\text{hr}$. Quand la température de l'eau dans la cuve devient uniforme et égale à T_f , on arrête le test.

ii/. Expérimentation sur le CES

Le principe expérimental est le suivant:

- Le chauffe-eau solaire est rempli d'eau à une température connue (T_f) et uniforme le matin (avant 6 heures TSV).

- On le laisse fonctionner pendant la journée en relevant les paramètres météorologiques suivants : la température ambiante et l'irradiation solaire journalière incidente sur le plan des capteurs.

Le soir, le contenu du chauffe-eau est vidé et l'énergie extraite est mesurée de même que le profil de soutirage. L'opération est renouvelée plusieurs jours de suite, de manière à observer des conditions variées. Les résultats sont par la suite présentés à l'aide du modèle linéaire décrit par l'équation (43).

iii/. Profil de température de puisage

Le CES est exposé au soleil durant 12 heures. A 18 heures, on puise de l'eau de la cuve avec un débit de 600 l/hr tout en remplissant la cuve avec de l'eau à la température T_r (identique à celle du pré-conditionnement). La mesure de la température de sortie en fonction du volume de puisage donne le profil de température de puisage $f(V)=T_{out}(V)$.

iv/. Profil de température de mélange

Ce test doit être mené en dehors de l'expérimentation décrite ci-dessus. Il est recommandé pour déterminer le degré de mélange de l'eau contenue dans la cuve de stockage et l'eau du circuit d'alimentation entrant dans la cuve durant la période de puisage. Si les essais sont effectués à l'extérieur, le capteur doit être protégé du rayonnement solaire. La cuve est portée à une température uniforme de 60 °C et son contenu doit être bien mélangé pour imposer cette température uniforme. On puise ensuite de l'eau de la cuve avec un débit de 600 l/hr. La mesure de la température en fonction du volume donne le profil de température de mélange.

v/. Coefficient de déperdition thermique de la cuve

Le coefficient de déperdition thermique de la cuve est déterminé en faisant un test en dehors de l'expérimentation principale. L'eau chaude contenue dans la cuve est stockée. De ce fait, la cuve subit une diminution de température durant cette période. Le coefficient de déperdition nocturne de la cuve est déterminé à l'aide de la relation suivante [88]:

$$U_s = \frac{C_s}{\Delta t_{noc}} \ln \left(\frac{T_{ci} - T_{noc}}{T_{cf} - T_{noc}} \right) \quad (46)$$

T_{ci} et T_{cf} désignent respectivement les températures de l'eau dans la cuve au début et à la fin du test. T_{noc} est la température ambiante, nocturne, moyenne de l'environnement de la cuve. Δt_{noc} est la durée de la nuit (test) (exprimé en secondes).

Remarques :

Le degré de mélange de l'eau durant le puisage a une grande influence sur les performances des chauffe-eaux solaires. Cette influence peut aller jusqu'à 30 % [52,88].

Ce phénomène est très souvent négatif sur les performances thermiques. Il détruit la stratification qui s'est produite dans la cuve et réduit la qualité de l'énergie produite par le système. La détermination du profil de température de l'eau puisée est très importante. Il donne des informations sur le degré de stratification et le mélange d'eau dans la cuve. Il est utilisé pour déterminer les « ouput » du système pour différentes demandes.

La figure 36 montre un type de schéma d'un profil de puisage

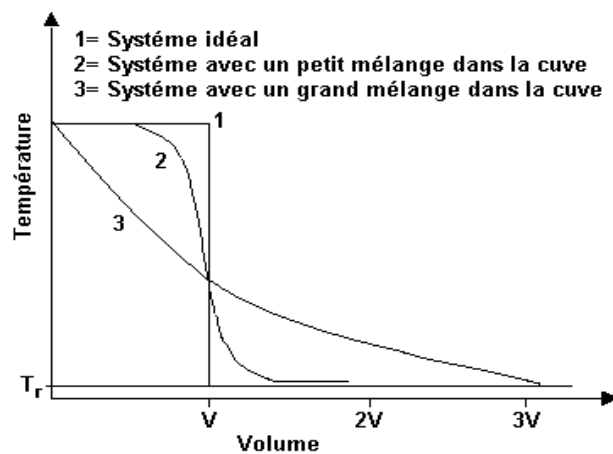


Fig. 36 : Profil de puisage

III.2.5. DESCRIPTION DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE TESTE

Le chauffe-eau solaire à effet thermosiphon que nous avons testé est en forme de KIT avec cuve horizontale. Il a été décrit par l'auteur dans les références (68) et (70). Ce type de chauffe-eau solaire développé en Algérie (voir la figure 20), représente actuellement le type

même de chauffe-eau solaire individuel en voie de développement dans plusieurs pays. Les caractéristiques de ce CES ont été présentées au chapitre II.

III.2.6. Expérimentation du chauffe-eau solaire

Ce CES a été testé en conditions extérieures (outdoor conditions) au laboratoire thermique du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) situé à Alger (Bouzaréah "latitude 36.8 degrés Nord, longitude 33.04 degrés Est, l'altitude de 345 m"). Le chauffe-eau solaire a été testé durant une période de trois ans. Les tests sont effectués sous des conditions météorologiques moyennes telles que:

- la température moyenne ambiante variant entre 6 et 25 °C
- l'irradiation solaire variant 1 et 25 MJ/m²,
- la vitesse du vent variant entre 0 et 5 m/s.

Toutes les mesures expérimentales ont été prises en suivant les recommandations du CSTG [52]. Les irradiations solaires ont été mesurées avec un pyranomètre de classe 1 (tolérances $\pm 3\%$). Les mesures de températures ont été prises à l'aide de thermocouples de type K. Le débitmètre que nous avons utilisé a une tolérance de $\pm 1\%$. Nous avons

III.2.7. Résultats

Courbe caractéristique du chauffe-eau

Les tests sont menés en ambiance extérieure sur le chauffe-eau solaire à effet thermosiphon avec un profil de puisage réaliste concentré le soir. Les résultats expérimentaux sont représentés par la figure 37. La droite $Q_u = F(H, T_{ad} - T_r)$ est appelée courbe caractéristique normalisée du CES. Nous avons représenté 30 points de mesure et chaque point représente une journée d'essais. Le lissage de la courbe a été fait à l'aide d'un programme informatique écrit en utilisant le logiciel MATLAB.

On constate que durant la période de test, l'ensemble des points enregistrés sont délimités par les courbes linéaires. Le tableau 5 montre les résultats des tests « entrée-sortie ».

Tableau 5 : Résultats des tests « entrée-sortie »

α_1 (m2)	α_2 (MJ/K)	α_0 (MJ)	U_{sc} (W/K)	U_s (W/K)
1.55	0.46	-1.2	2.4	2.80

L'équation de la courbe moyenne est donnée par la relation:

$$Q_u = 1.55H + 0.46(T_{amb} - T_r) - 1.2 \quad (47)$$

Les essais que nous avons menés confirment l'existence d'une relation linéaire entre l'énergie journalière produite par le CES et l'irradiation solaire sur le plan du capteur. Cette relation dépend aussi de l'écart de température eau froide - ambiance. Cependant pour des faibles valeurs de H (inférieur au seuil journalier), le système ne produit plus de l'énergie ($Q_u < 0$). Ceci correspond à une perte thermique de la cuve de stockage. On constate aussi, qu'il y a une dispersion importante des points autour de la droite de régression. Les résultats obtenus sont satisfaisants.

Les profils expérimentaux de température de mélange $g(V)$ et de puisage $f(V)$ et sont montrés par les figures 38 et 39.

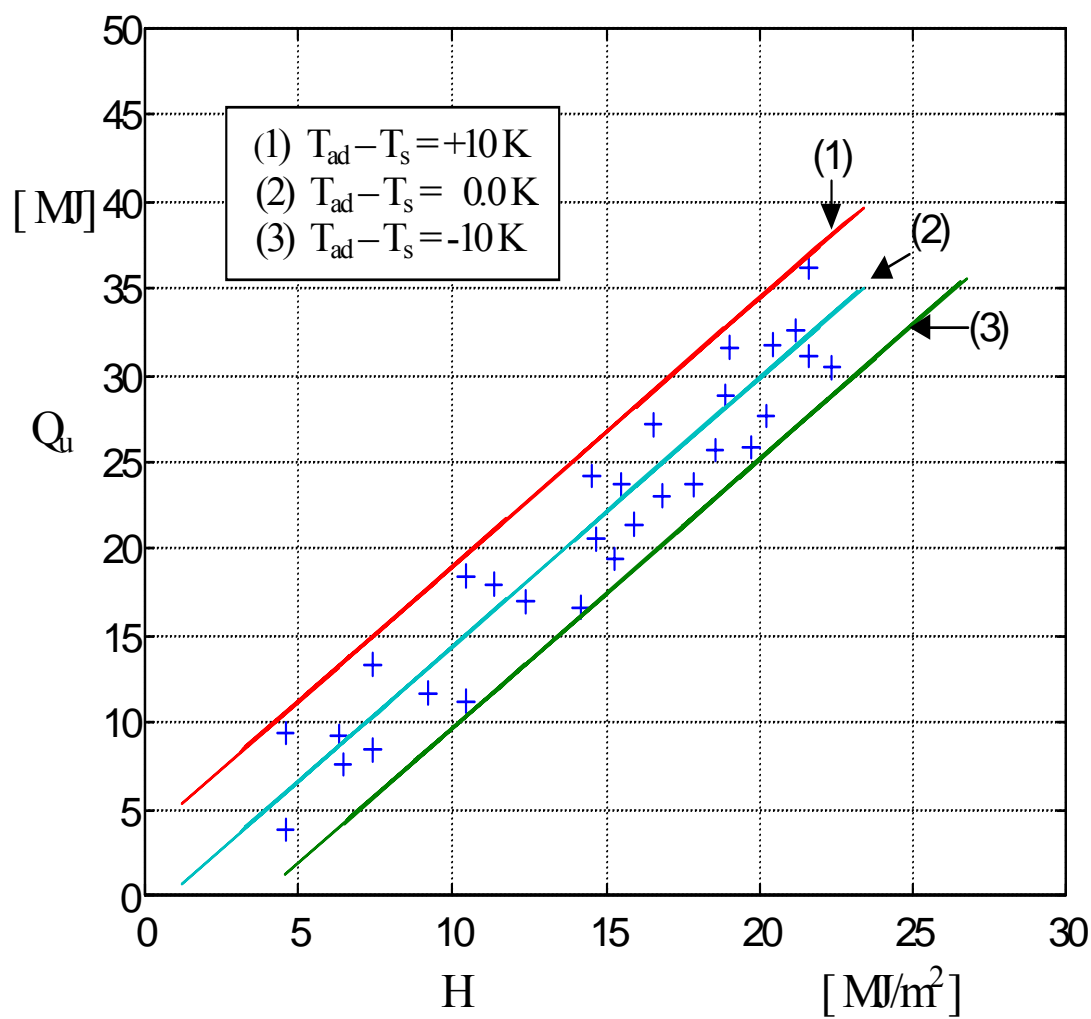


Fig.37: Courbe caractéristique du CES

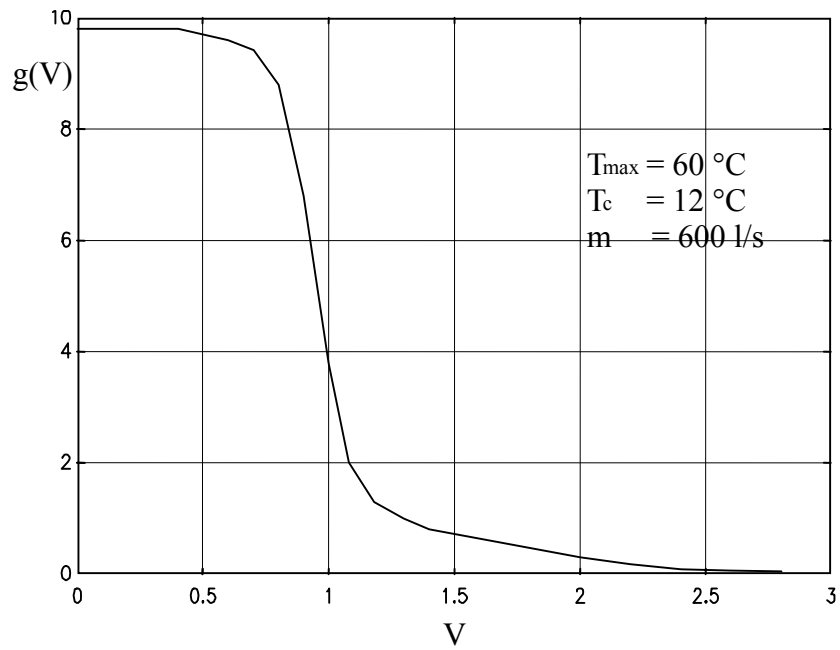


Fig.38: Evolution du profil de température de mélange

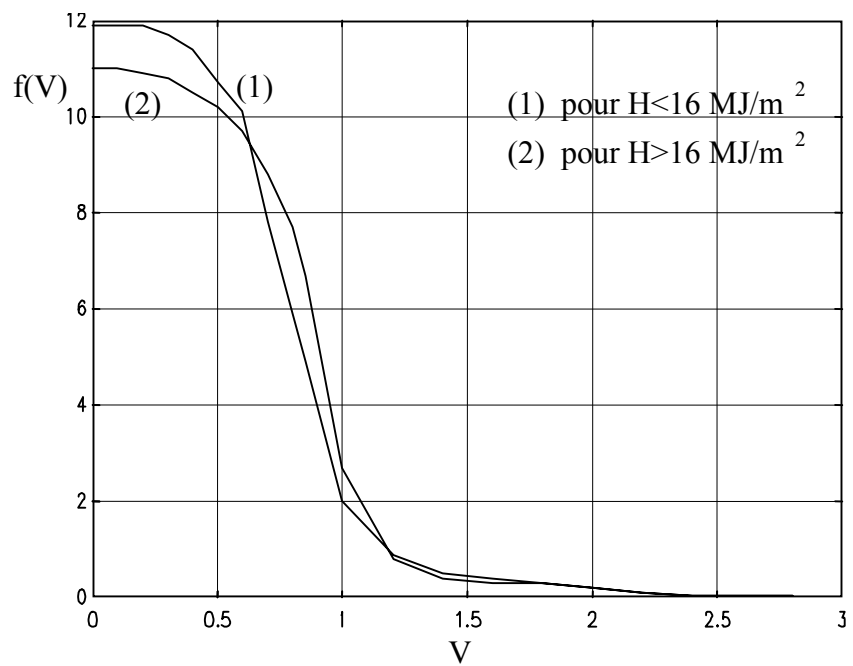


Fig. 39: Evolution du profile de puisage normalisé

III.3. PERFORMANCES A LONG -TERME

III.3.1. INTRODUCTION

Les résultats obtenus par l'utilisation de la méthode à court terme sont indépendants des conditions climatiques de la localité où les tests ont été effectués. Ces caractéristiques sont par la suite utilisées pour calculer les énergies utiles mensuelles et annuelles récupérées par le chauffe-eau solaire. La prédiction des performances à long-terme doit permettre d'estimer les « output » du système pour différentes valeurs de :

- l'irradiation solaire,
- la température ambiante
- la température de l'eau du réseau d'alimentation de la cuve,
- le volume de puisage
- la demande de la température de l'eau chaude.

III.3.2. METHODE DE CALCUL « JOUR PAR JOUR »

Pour estimer les performances à long terme du CES, nous avons retenu la méthode d'extrapolation jour par jour proposée par D. GILLAERT du JRC ISPRA. Cette méthode utilise les résultats des tests "entrée/sortie" précédents et un fichier météo constitué de valeur d'irradiations solaires journalières sur le plan des capteurs et des températures moyennes diurnes des températures ambiantes. Cette méthode est la suivante:

- On part d'une température initiale de l'eau dans la cuve, enregistrée le matin. L'énergie accumulée la journée est calculée à l'aide de l'équation caractéristique (43).

- Le soutirage est concentré le soir. La courbe de soutirage mesurée (température de sortie en fonction du volume épuisé) permet de calculer l'énergie extraite en fonction du volume soutiré: le reste de l'énergie accumulée reste dans le stock. La nouvelle température moyenne du stock est calculée.

- Pendant la nuit, les pertes thermiques de la cuve sont estimées à partir du coefficient de déperdition thermique qui a fait l'objet d'un essai spécifique (équation 46) [88].

- La procédure est recommencée pour chaque jour de la période considérée.

TOUTES LES ETAPES DE CALCULS SONT PRESENTEES EN ANNEXE 2

III.3.2.1. Simulation des performances à long-terme

A partir des tests effectués pendant une journée en utilisant la méthode entrée/sortie décrite au début du présent chapitre, nous allons extrapoler les résultats pour estimer les performances à long terme du chauffe-eau solaire à effet thermosiphon en utilisant la méthode jour par jour développée par le JRC (Joint Research Centre) d'ISPRA en Italie.

On calculera l'énergie utile à long terme produite par le chauffe-eau solaire à effet thermosiphon.

Pour un jour (i), arbitraire, l'énergie utile ($Q_{u,i}$) récupérée durant le jour est donnée par la relation « entrée – sortie ».

$$Q_{ui} = [\alpha_o + \alpha_1 H_i + \alpha_2 (T_{ad,i} - T_{s,i})]_+ \quad (48)$$

- $T_{ad,i}$ est la température ambiante moyenne durant le jour i
- $T_{s,i}$ est la température moyenne de la cuve au début du jour i
- H_i est l'irradiation solaire sur le plan du capteur durant le jour i.

Seules les valeurs positives de $Q_{u,i}$ sont prises en compte (comme l'indique l'indice (+)).

Durant le jour, pour des valeurs négatives, le chauffe-eau ne fonctionne pas et Q_{ui} est nulle.

L'énergie contenue dans la cuve au début du jour i est donnée par la relation suivante :

$$\left. \begin{aligned} Q_{c,i} &= C(T_{s,i} - T_{r,i}) \\ C &= \rho C_p V_s \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

V_s étant le volume de la cuve.

L'énergie totale ($Q_{e,i}$) contenue dans la cuve à la fin du jour i est donnée par :

$$Q_{e,i} = C(T_{s,i} - T_{r,i}) + [\alpha_o + \alpha_1 H_i + \alpha_2 (T_{ad,i} - T_{s,i})]_+ \quad (50)$$

A la fin de la journée, on fait un puisage d'eau chaude, correspondant à l'énergie suivante:

$$Q_{use,i} = (1 - \gamma_i) Q_{e,i} \quad (51)$$

La quantité d'énergie restante dans la cuve est :

$$Q_{rest,i} = \gamma_i Q_{e,i} \quad (52)$$

Le coefficient γ peut être obtenu par l'équation suivante [88]:

$$\gamma = 1 - \int_0^{V_1} \frac{f(V) dV}{V_s} \quad (53)$$

Si on désigne par V_1 le volume d'eau puisée, on a donc :

$$Q_{load,i} = \rho C_P V_1 (T_{load,i} - T_{r,i}) \quad (54)$$

Le volume de puisage peut varier d'un jour à l'autre mais pour plus de simplifier les calculs, on suppose que celui-ci est constant.

Les pertes thermiques de la cuve durant le jour sont évidemment incluses dans l'équation linéaire entrée - sortie (48).

Pour calculer les pertes thermiques nocturnes, on définit $T_{e,i}$ comme étant la température moyenne de la cuve juste après que le puisage a été effectué. Nous avons alors :

$$\gamma_i Q_{e,i} = C(T_{e,i} - T_{r,i}) \quad (55)$$

Les pertes thermiques de la cuve sont relativement faibles, on suppose que durant la nuit, la température de la cuve diminue d'une façon linéaire, à partir de la température $T_{e,i}$ jusqu'à la température $T_{s,i+1}$.

Le bilan nocturne d'énergie est donné par l'équation :

$$C(T_{e,i} - T_{s,i+1}) = U_s \Delta t_n \left[\frac{(T_{e,i} + T_{s,i+1})}{2} - T_{noc,i} \right] \quad (56)$$

Δt_n est la durée de la nuit (en secondes). $T_{noc,i}$ est la température moyenne de l'environnement de la cuve.

La température de l'eau dans la cuve au début du jour (i+1) est donnée par la relation suivante :

$$\left. \begin{aligned} T_{s,i+1} &= rT_{e,i} + (1-r)T_{noc,i} \\ r &= \frac{C - \frac{U_s \Delta t_{n,i}}{2}}{C + \frac{U_s \Delta t_{n,i}}{2}} \end{aligned} \right\} \quad (57)$$

Le calcul de la relation récurrente entre $Q_{e,i}$ et $Q_{e,i+1}$ est facile à obtenir. On a alors :

$$Q_{e,i+1} = C(rT_{e,i} + (1-r)T_{noc,i} - T_{r,i}) + \left[\alpha_o + \alpha_1 H_{i+1} + \alpha_2 \left(T_{ad,i+1} - rT_{e,i} - (1-r)T_{noc,i} \right) \right]_+ \quad (58)$$

Le premier et le second termes (equation 58) representent respectivement l'energie contenue dans la cuve au debut du jour $i+1$ et l'energie utile recuperee durant le jour $i+1$.

La temperature ($T_{e,i}$) de l'eau dans la cuve juste parés le puisage est obtenue à partir de l'equation (55). Nous avons donc:

$$T_{e,i} = T_{r,i} + \frac{\gamma_i}{C} Q_{e,i} \quad (59)$$

En remplaçant $T_{e,i}$ par son expression dans l'equation (57), on arrive:

$$Q_{e,i+1} = C \left(r \left(T_{c,i} + Q_{e,i} \frac{\gamma_i}{C} \right) + (1-r)T_{noc,i} - T_{r,i} \right) + \left[\alpha_o + \alpha_1 H_{i+1} + \alpha_2 \left(T_{ad,i+1} - r \left(T_{r,i} + \frac{\gamma_i}{C} Q_{e,i} \right) - (1-r)T_{noc,i} \right) \right]_+ \quad (60)$$

La relation (60) est l'equation de base pour le calcul des performances à long terme des chauffe-eau solaires. La performance à long terme Q peut être obtenue numériquement en évaluant ces équations pour des séquences de données météorologiques et on fait une moyenne.

$$Q = \frac{1}{365} \sum Q_{use,i} \quad (61)$$

Pour des climats ensoleillés comme celui d'Alger, Carvalho et al [53] ont proposé une corrélation assez simple de $Q_{e,i+1}$. Les paramètres H_i et H_{i+1} sont remplacés \bar{H} . Ce dernier

étant l'irradiation solaire moyenne durant la période 1 à n , n étant le nombre de jours.

$$Q_e = C \left(r \left(T_{c,i} + Q_e \frac{\gamma}{C} \right) + (1-r)T_{noc} - T_r \right) \quad (61)$$

L'équation (60) devient alors :

$$+ \left[\alpha_o + \alpha_1 \bar{H} + \alpha_2 \left(\bar{T}_{ad} - r \left(\bar{T}_r + \frac{\gamma}{C} \bar{Q}_e \right) - (1-r)\bar{T}_{noc} \right) \right]_+$$

En multipliant $\overline{Q_e}$ (équation (61)) par $(1-\gamma)$, et après avoir effectués certains arrangements, on obtient l'énergie moyenne journalière délivrée par le CES :

$$Q_o = \frac{1-\gamma}{1-\gamma r(1-\frac{\alpha_2}{C})} \left[\alpha_o + \alpha_1 \overline{H} + \alpha_2 \overline{T_{ad}} + (1-r)(C - \alpha_2) \overline{T_{noc}} - [(1-r)C + r\alpha_2] T_r \right] \quad (62)$$

III.3.3.2. Résultats

Ce modèle mathématique a été simulé sur micro-ordinateur et un programme informatique écrit en langage GWBASIC a été élaboré. Ce programme appelé « day by day method » est présenté en annexe 3. Il est applicable aux systèmes de chauffage solaire sans chauffage auxiliaire. La simulation du modèle mathématique impose la connaissance des profils de température de puisage $f(V)$ et de mélange $g(V)$.

Ces profils sont illustrés par les courbes expérimentales par les figures 35 et 36. Les résultats de la simulation des performances à long-terme du CES sont présentés dans le tableau 6. Les résultats obtenus sont des valeurs moyennes mensuelles. Ces valeurs sont par la suite intégrées sur toute l'année. Les données météorologiques que nous avons utilisées sont celles de l'année 1991 relative au site de Bouzaréah. On remarque que le chauffe-eau testé donne des résultats satisfaisants.

Tableau 6: Résultats des performances à long-terme

Mois de l'année	Q_u [KWh/mois]		Q_{uT} [KWh/mois]	
	Un puisage concentré le soir	Imposition d'une limite température		
Janvier	88		2	
Février	118		3	
Mars	175		128	
Avril	232		208	
Mai	272		250	
Juin	280		256	
Juillet	289		285	
Août	280		278	
Septembre	230		240	
Octobre	185		170	
Novembre	140		102	
Décembre	105		16	

On compare maintenant les performances de notre chauffe-eau à celles des CES produits à l'étranger. Le Tableau suivant donne les performances de 5 Chauffe-eaux à effet thermosiphons produits en Grèce. Tous ces CES sont du même type que le nôtre. Ces systèmes solaires ont été testés suivant le même protocole expérimental que celui avec lequel on a testé notre chauffe-eau.

Tableau 7 : Performances à long terme de cinq CES testés en Grèce [95]

N° du CES	Qu [KWh/mois] Un puisage concentré le soir					QuT [KWh/mois] Imposition d'une température limite				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Janvier	57	59	69	70	90	15	0	0	0
Février	79	79	89	93	122	53	11	20	0	4
Mars	114	109	121	127	171	96	76	73	0	134
Avril	153	14	160	166	228	144	131	145	133	214
Mai	177	169	188	195	268	170	163	180	171	251
Juin	175	168	185	195	267	171	163	178	182	260
Juillet	189	183	201	211	289	184	183	201	198	282
Août	187	177	195	203	282	182	177	195	195	276
Septembre	157	148	163	168	235	154	143	158	158	230
Octobre	120	143	126	130	180	108	102	116	105	164
Novembre	84	83	93	96	129	68	46	54	13	94
Décembre	58	60	69	69	91	23	05	6	0	12

Comparativement aux systèmes solaires produits en Grèce, on conclue **que notre CES donne des résultats** satisfaisants.

III.3.3.3. Analyse statistique

Dans ce paragraphe, nous allons présenter une analyse des erreurs relatives aux coefficients des équations à court et à long terme. La présentation de l'étude sera sommaire et certaines démonstrations omises. Le lecteur pourra toujours se rapporter aux travaux de Bourges, Rabl, Carvalho et Collares –Pereira [57, 58] et ceux de Drapper et Smith [96]pour plus de détails.

Les formules de régression et la relation entre les conditions de test et les erreurs à long terme sont présentés en annexe.

L'essentiel des résultats est montré dans les tableaux 8, 9 et 10. Ces résultats sont présentés tels que recommandés par les normes européennes. Cette analyse a montré que les valeurs de l'erreur de régression standard σ et le coefficient de régression (R^2) sont tout à fait corrects et comparables à ceux obtenus dans des études similaires.

Tableau 8: Résultats de la régression

No. Du	α_1	σ_{α_1}	α_0	σ_{α_2}	σ	R^2
Jour	(m^2)	(m^2)	(MJ/K)	(MJ/K)	(MJ)	(-)
25	1.5	0.06	0.25	0.09	1.48	0.991

Tableau 9: Résultats de la régression

H_{max}	H_{min}	H	σ_H	T_{min}	T_{max}	T	σ_T	r_{HT}
(MJ / m^2)	(MJ / m^2)	(MJ / m^2)	(MJ / m^2)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	
23.38	1.15	15.95	5.81	6.3	21.	13.1	3.3	0.37
					4	2		

Tableau 10: Analyse des résultats à long-terme

IMPOSITION D'UN PUISAGE				<u>Imposition de $T_p=40^{\circ}C$</u>			
H_o	$ H - H_o / \sigma_H$	T_o	$ T - T_o / \sigma_T$	σ_{Q_o}	T_o	σ_T	σ_{Q_o}
(MJ / m^2)	(MJ / m^2)	($^{\circ}C$)	(MJ / m^2)	(MJ / m^2)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	(MJ / m^2)

17.30	0.23	17.65	1.37	0.12	21	2.61	0.32
-------	------	-------	------	------	----	------	------

III.3.3.4. Conclusion

Dans cette étude, on a présenté les performances à long terme d'un chauffe-eau solaire (CES), à effet thermosiphon produit en Algérie. Ce type de CES représente actuellement le type même de chauffe-eau solaire individuel en voie de développement dans plusieurs pays. La détermination des performances a été faite en utilisant la méthode européenne d'extrapolation "jour par jour".

Le modèle linéaire analytique que nous avons considéré n'a pas pris en compte les phénomènes suivants :

- Le soutirage instantané,
- L'inertie des capteurs solaires,
- L'effet de zone d'appoint,
- L'effet de zone de soutirage.

Ce travail a confirmé la linéarité observée analytiquement entre l'énergie captée et l'irradiation solaire. La, durée du jour, la température ambiante et la température initiale de l'eau dans la cuve influent beaucoup sur les performances du chauffe-eau solaire. La comparaison des résultats théoriques et expérimentaux a confirmé la validité du modèle analytique linéaire que nous avons utilisé. Les résultats obtenus sont comparables à ceux que l'on trouve dans la littérature.

Les résultats obtenus sont assez bons. L'utilisation de ce type de CES pour le chauffage d'eau sanitaire contribuera certainement à désenclaver beaucoup de régions en Algérie. Cette étude est à encourager par le fait que c'est la première fois en Algérie qu'un système solaire est testé suivant un protocole expérimental. L'introduction d'une norme expérimentale a permis d'évaluer la qualité thermique d'un chauffe-eau solaire effet thermosiphon. La ventilation naturelle imposée aux capteurs peut introduire des différences qui peuvent être importantes. De ce fait, la reproductibilité des résultats reste posée.

CONCLUSION GENERALE

Le travail que nous avons présenté ici, doit être considéré comme une modeste contribution à la compréhension des phénomènes complexes régissant les systèmes solaires thermiques.

Nous avons présenté une étude théorique et expérimentale d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon produit localement en Algérie. Ce type de CES représente actuellement le type même de chauffe-eau solaire individuel en voie de développement dans plusieurs pays.

Dans la première partie de cette étude, nous avons confirmé que les valeurs des débits théoriques sont inférieures à celles obtenues expérimentalement principalement durant la période où l'ensoleillement est le plus important (aux environs de midi). On peut conclure que le modèle mathématique en régime permanent sous-estime les valeurs du débit. Les valeurs moyennes du débit sont de l'ordre de 20 litres/hrm². On arrive donc à la même conclusion que celle établie par B. Norton and S.D. Probert au Lawrence Berkeley Laboratory aux USA et quelles que soient les hypothèses sur l'écoulement.

Dans la deuxième partie de ce travail, nous avons confirmé la linéarité observée analytiquement entre l'énergie captée et l'irradiation solaire. La ventilation naturelle imposée aux capteurs peut introduire des différences qui peuvent être importantes. De ce fait, la reproductibilité des résultats reste posée.

Les résultats obtenus pour ce CES sont assez satisfaisants comparativement à ceux qui existent dans la littérature. Cette étude est à encourager par le fait que c'est la première fois en Algérie qu'un système solaire est testé suivant un protocole expérimental. L'introduction d'une norme expérimentale a permis d'évaluer la qualité thermique d'un chauffe-eau solaire effet

thermosiphon. L'utilisation de ce type de CES pour le chauffage d'eau sanitaire contribuera certainement à désenclaver beaucoup de régions en Algérie.

Les expérimentations qui ont été effectués sur le chauffe-eau solaire, ont permis cependant de dégager des conclusions intéressantes :

- Cette étude a montré que l'insolateur et le chauffe-eau solaire monobloc produits localement ont des performances thermiques tout à fait comparables à ceux produits outre mer.
- L'introduction d'une norme expérimentale a permis d'évaluer la qualité thermique d'un chauffe-eau solaire effet thermosiphon produit localement.

Il reste néanmoins beaucoup à faire sur les développements futurs des équipements solaires thermiques. Le problème le plus important en Algérie concerne le traitement de la surface intérieure de la cuve de stockage, problème qui ne se produit pas dans les autres pays où la technologie de vitrification est maîtrisée et utilisée. Il faudra travailler aussi pour améliorer le design.

Au vu de ce travail, deux recommandations importantes ont été dégagées :

1. Il est maintenant indispensable d'instaurer des normes pour la production des capteurs et chauffe-eau solaire en Algérie. Ceci permettra d'harmoniser les différents labels certificateurs et normes afin de proposer une plus grande diversité de produits et de créer un marché de systèmes solaire thermique porteur.

2. Les chauffe-eau solaires connaissent un certain succès dans des pays aussi divers en terme d'ensoleillement et de maîtrise technologique que les pays comme (Allemagne, USA, Japon, Espagne, Grèce, Jordanie, Tunisie, Maroc etc.). L'Algérie installe et produit peu de

chauffe-eau solaire. Afin de comprendre cette situation, et à terme de pouvoir la modifier, nous proposons une étude où deux particularités doivent apparaître :

- l'analyse ne doit pas se limiter aux aspects objectifs (chiffre de vente, caractéristiques techniques etc.), mais doit viser surtout la perception des CES par des professionnels et par ceux qui font et défont tout marché : les clients.
- L'étude doit comparer directement la situation des systèmes solaires thermiques dans plusieurs pays (par exemple : Maroc, Tunisie, Jordanie, Grèce).

Quelques-uns des résultats (concernant notamment l'image du marché auprès du public, la perception des subventions, la durée de vie de certains composants, etc....) permettront de cibler les actions de manière précises.

Cette étude doit notamment identifier les barrières existantes empêchant la pénétration des CES sur le marché algérien et mettre en évidence les opportunités inexploitées du marché des chauffe-eau solaires.

NOMENCLATURE

A_c = Surface du capteur	(m^2)
C_p = chaleur spécifique de l'eau	(J/kg K)
F_R = facteur de conduction du capteur	(-)
F' = Rendement du collecteur	(-)
d_c = diamètre des tubes dans le capteur	(m)
d_{ct} = diamètre des tubes dans le capteur	(m)
h = hauteur	(m)
$f(V)$ = profil de température de puisage	(-)
g = gravitation terrestre	($m\ s^{-2}$)
$g(V)$ = profil de température de mélange	(-)
\bar{H} = valeur moyenne de H durant période expérimentale	(MJ/m ²)
H = irradiation solaire journalière incidente sur le capteur	(MJ/m ²)
H_o = valeur moyenne annuelle de l'irradiation solaire journalière	(MJ/m ²)
H_{min} = valeur minimale de H durant période expérimentale	(MJ/m ²)
H_{max} = valeur maximale de H durant période expérimentale	(MJ/m ²)
I = Eclairement solaire global	(W/m ²)
L = longueur	(m)
\dot{m} = débit normalisé de l'eau dans le capteur	(kg/s)
\dot{M} = débit massique de l'eau engendré par l'effet thermosiphon	(kg/s)
N = nombre de tubes dans le capteur	(-)
Q_u = énergie récoltée par le CES durant le jour	(MJ)
Q_{uT} = énergie récoltée par le CES durant le jour ($T_{min}=40^\circ C$)	(MJ)
T = température de l'eau	(°C)

T_a = température ambiante	(°C)
T_{ad} = température ambiante moyenne durant le jour	(°C)
T_p = température moyenne de l'absorbeur	(°C)
T_{mf} = température moyenne de l'eau	(°C)
T_e = température de l'eau à l'entrée du capteur	(°C)
T_e = température de l'eau à l'entrée du capteur	(°C)
T_s = température de l'eau à la sortie du capteur	(°C)
T_{load} = température délivrée par le CES	(°C)
T_o = valeur moyenne annuelle de la température	(°C)
T_{min} = valeur minimale de la température durant la durée du test	(°C)
T_{max} = valeur maximale de la température durant l'année	(°C)
\bar{T} = valeur moyenne de la température durant la durée du test	(°C)
V_c = vitesse de l'eau dans les tubes du collecteur	(m/s)
V_{ct} = vitesse de l'eau dans les tubes de connexion	(m/s)
V_s = volume de la cuve	(litres)
U_L = coefficient de déperdition thermique globale du capteur	(W/K)
U_s = coefficient de déperdition thermique de la cuve	(W/K)
U_{sc} = coefficient de déperdition thermique (cuve et du capteur)	(W/K)
R^2 = facteur de corrélation multiple	(-)
r_{HT} = Coefficient de corrélation de H et de T	(-)
α_1 = Coefficient entrée sortie	(m ²)
α_2 = Coefficient entrée sortie	(MJ/K)
α_o = Coefficient entrée sortie	(MJ)
σ = Erreur standard de régression	(MJ)
σ_{Q_o} = Erreur standard de régression à H_o , T_o	(MJ/m ²)

σ_{α_1} Erreur standard de α_1	(m ²)
σ_T =Variance de T durant le test	(°C)
σ_H =Variance de H durant le test	(MJ/m ²)
ρ = densité de l'eau	(kg/m ³)
θ = inclinaison du capteur	(degrés)
β = coefficient de dilatation de l'eau	(K ⁻¹)
ν = viscosité cinématique de l'eau	(m ² /s)

indices=

c = capteur, tc= tubes de connexion, s ou e = respectivement sortie et entrée du capteur,

a = ambient

BIBLIOGRAPHIE

- [1] H.G. Hottel and B. B. Woertz, "Performance of Flat-Plat Solar Heat Collectors", Trans., Vol.64, 1942.
- [2] A. Whillier, "Black Painted Solar Heaters of Conventional Design", Solar Energy, Vol. B, No 1, 1964.
- [3] G.O.G. Löf , "Performance of Solar Energy Collector of Overlapped Glass-Plat Type", Prec. Course Symp. Space Heating Solar Energy, MIT, 1950.
- [4] R. Bliss, "The Derivations of Several Plat Efficiency Factor Useful in the Design of Flat-Plat Solar-Heat Collectors", Solar Energy, vol. 3, 1955.
- [5] S.A. Klein, "Calculation of Flat Collector Loss Coefficients", Solar Energy, Vol.17, No 1, pp 79-80, 1975.
- [6] S.A. Klein, "Calculation of the Monthly-Average Transmittance-Absorption Product", Solar Energy, Vol. 23, pp 547-551,1970.
- [7] S.L. Abdel-Khalil, "Heat Removal Factor for a Plat-Flat Solar Collector With a Serpentine tube", Solar Energy, vol.18, p.59-64, 1976.
- [8] K.O. Lund, "General Thermal Analysis of a Serpentine Flow- Flat-Plate Solar Collector Absorber", Solar Energy, vol. 42, pp133-142, 1989.
- [9] H. Zhang, and Z., Lavan, "Thermal Performance of a Serpentine Absorber Plate", Solar Energy, vol. 34, p. 175-177, 1985.
- [10] R. Espic, "Le vieillissement des capteurs solaires", PROCLIM, Etudes thermiques et aérauliques, tome 13^E-n°5, 1982.
- [11] G. Shenkel, "Plastics for Solar Energy Collector, Construction Variants", Lueftung Khim, Houstech, Coden HLHZA, 1977.
- [12] D.J Close. "The Performance of Solar Water Heaters With Natural Circulation", Solar Energy, vol. 6, pp. 30 - 40, 1962.
- [13] Gupta C.L. and Garg H.P., "System Design in Solar Water Heaters With Natural Circulation", Solar Energy, vol. 12, pp. 163-182,1968.
- [14] Norton B. and S.D. Probert , "Measured Performance of Natural Circulation Solar Energy Water Heaters Design", Applied Energy 16(1) pp 1-26, 1983.
- [15] B. Norton and S.D. Probert, "Recent Advances in Circulation Solar Energy Water Heater Design", Applied Energy 15(1) 15 - 42, 1983.

- [16] B. Norton and S.D. Probert, “ Thermosiphon Solar Energy Water Heaters ”, *Adv. Solar Energy* 3, 125-170, 1986.
- [17] B. Norton , S.D. Probert, and J.T. Gidney, “ Diurnal Performance of Thermosyphonic Solar Water- an empirical prediction Method ”, *Solar Energy* , vol. 19/3, pp. 257-265, 1987.
- [18] R. Uhleman and N.K. Bansal, “ A Study of Pressurised an non- Pressurised Solar Water Heating Systems With Thermosyphonic Flow ”, *Solar Energy*, Vol. 12, pp. 163-182, 1968.
- [19] H.C. Hottel and B. Whillier, “ Evaluation of flat-plate solar collector performance”, *Trans. Of Conference on the use of solar* , University of Arizona, 2,74,1958.
- [20] B.J. Huang and C.T. Hsieh, “ Stability Analysis of a Thermosiphon Loop” *Solar Word Congress 1987 Hamburg, West Germany, Sept 13-18, 1987.*
- [21] B.J. Huang, “ Similarity Theory of Solar Water Heater With Natural Circulation ”, *Solar Energy*, vol. 25, pp.105 - 116, 1980.
- [22] B.J. Huang and C.T. Hsieh, “ A Simulation Method for Solar Thermosiphon Collector”, *Solar Energy*, vol. 35, n°1, pp 31-43, 1985.
- [23] K.S. Ong, “ A finite-difference Method to evaluate the Thermal Performance of a Solar Water Heater ”, *Solar Energy*, vol. 16, pp. 137-147, 1974.
- [24] K.S. Ong, “ An Improved Computer Program for Thermal Performance of a Solar Water Heater”, *Solar Energy*, vol. 18, pp. 183-191, 1976.
- [25] A. Shitzer, D. Kalmanoviz, Y. Zuirin and G. Grossman, “ Experiments With a Flat-Plate Solar Water Heating in Thermosyphonic Flow ”, *Solar Energy*, vol. 22, pp 27-35, 1979.
- [26] M.F. Young and J.B. Bergquan, “ Performance Characteristic of a Thermosiphon Solar Domestic Hot Water System ”, *J. Solar Energy Engineering*, vol. 103, pp 193, 1981.
- [27] H. Iwata, A. Morie and T. Masuda, “ Development of a Thermosiphon Solar Water Heater” *Technical Report of Matsushita Electric Work Ltd. N° 20*, pp 43-49, 1980
- [28] Vaxman M. and Sokolov, M., “ Effects Of Connecting Pipes in Thermosyphonic Solar Systems ”, *Solar Energy*, vol. 17, pp. 323-330, 1986.
- [29] G. L. Morrison, “ Reverse Circulation in Thermosiphon Solar Water Heaters ”, *Solar Energy*, vol. 36, pp. 377-379, 1986.
- [30] J.C. Mitchell, J.C. Theilacker and S.A. Klein, “ Calculation of Monthly Average Collector Operating Time and Parasitic Energy Requirements ”, *Solar Energy*, Vol. 26, pp 555-558, 1981.

- [31] G. L. Morrison, and J.E. Braun, “ System Modelling and Operation Characteristic of Thermosiphon Solar Water Heaters ”, Solar Energy, Vol. 34,pp 389-405,1985.
- [32] G.L. Morrison and J.E. Braun, “ Thermosiphon Circulation in Solar Collectors ”, Solar Energy, vol. 24,pp 191-198, 1980.
- [33] G. L. Morrison and D.B. J. Ranatunga, “ Transient Response of Thermosiphon Solar Collector ”, Solar Energy, vol. 24,pp 51-61, 1980.
- [34] G. L. Morrison and C.M. Sapsford, “ Long-term Performance of a Thermosiphon Solar Water Heaters ”, Solar Energy, vol. 30, pp 341-350,1983.
- [35] G. L. Morrison and H.N. Tran, “ Simulation of the Long-term Performance of a Thermosiphon Solar Water Heaters ”, Solar Energy, vol. 33, n°6 pp 515-526, 1984.
- [36] W.A. Kamal, “ Modelling the Thermosiphonic Solar Water Heater With Draw-off ”, Energy conv. mgmt, vol. 26, n°3/4, pp. 329-335, 1986.
- [37] S. Pallis, “ Prost resistance of Solar Water Heating Direct Thermosiphon ” Sun at work in Britain (UK), n°8, 1960.
- [38] M.P. Malkin, S.A. Kein, J.A. Duffie, and A.B. Copey, “ A Design Method for Thermosiphon Solar Domestic Hot Water Systems ”, Solar Energy Engineering , vol. 109, pp. 150-155, may 1987.
- [39] R. Celentano, and R. Kirchner, “ An experimental Study of once-through Thermosiphon System ”, Solar Energy Engineering , vol. 110, pp. 90-97, may 1988.
- [40] M. S. Sodha, and G.N.Tiwari, “ Analysis of Natural Circulation Solar Water Heating Systems ”, Energy Conv. & Mgmt, vol. 21, pp. 283-288, 1981.
- [41] A. Mertol et al, “ Detailed loop Model (DLM) Analysis of Liquid Solar Thermosiphon With Heat exchanger ”, Solar Energy, vol. 27,pp 367-386, 1981.
- [42]J.T.Czarnecki, “ Performance of Solar Water Heaters in Australia ”, Solar Energy II (3-4), Jul-oct, 1958.
- [43] A.I. Kudish, P. Beaufort, “ Direct Measurement and Analysis of Thermosiphon Flow ”, vol.35, pp 167-173,1985.
- [44] S. G. Tzafestas, A.V.Spiridonos and N.G. Koumovtsos, “ Finite Difference Modelling, Identification and Simulation of a Solar Water Heater ”, Solar Energy, vol. 16, 25, 1974
- [45] M.D. Wuestling, “ Investigation of Promising Control Alternatives for Solar Water Heating Systems ”, Master, University of Wisconsin-Madison, 1983.
- [46] W.F.Philips, “ Integrated Performances of Liquid-based Solar Heating Systems ”, Solar Energy, vol. 26, pp 287-295, 1981.

- [47] W.F.Philips, and R.N. Dave. “ Effects of Stratification on the Performances of Liquid-Based Solar Heating Systems ”, Solar Energy, vol. 29, pp 111-120, 1982.
- [48] D. Bienfait, “ A Simple Method for Performance Evaluation Solar Domestic Hot Water Systems ”, Procs of First EC Conference on Solar Heating, Amsterdam, June, 1984.
- [49] J. E. Braun, S.A. Klein et al, “ An Improved Design Method For Solar Water Heating Systems ”, Solar Energy , vol. 31 pp. 597, 1983.
- [50] J.C.Chuggins, F.L. Block, “FSEC development of solar domestic hot water systems performance prediction methodology based on systems tests results ”, ASME Solar Energy Conference, Avril 84.
- [51] D. Lolom, “ Etude d’un chauffe-eau solaire ”, Ecole des mines de Paris/COSTIC, juin, 1979.
- [52] B. Bourge, “ Développement de la méthode entrée sortie pour la caracterisation des chauffe-eau solaires ”, Ecole des Mines de Paris, Centre d'Energétique, 1989.
- [53] M.J. Carvalho, M. Collares-Perira, F. cunha, “ I-O Test Results and the Long Term Performances Prediction of DHW Systems ”, LNETI, Lisbon, 1988.
- [54] A. Filloux, “ A Correlation Method for Monthly Performance Evaluation of Solar Domestic Water Heater ”, CSTB 1988, France.
- [55] S .A. Klein “ Calculation of Flat-Plate Collector Utilisability ”, Solar Energy, vol. 21, pp. 393-402, 1978.
- [56] B. Y.H. Liu and R. C. Jordan, “ The Long-Term Average Performances of Flat-Plate Solar Energy Collectors ”, Solar Energy,7,53,1963.
- [57] B. Bourges, A. Rabl, B. Leide, M.J. Carvalho and M. Collares-Pereira, “ Accuracy of the European Solar Water Heater Test Procedure. Part 1: Measurement Errors and Parameters Estimates”, Solar Energy 47, 1-16,1991.
- [58] B.Bourges, A. Rabl, B. Leide, M.J. Carvalho and M. Collares-Pereira, “ Accuracy of the European Solar Water Heater Test Procedure. Part 2: Prediction of Long-term Performance”, Solar Energy 47, 17-25,1991.
- [59] A. Zerrouki, “ Optimisation d’un capteur solaire plan à eau doté d’un absorbeur tubulaire en grille”, Rapport interne, CDER, Alger, 2000.
- [60] B.Bourges, A. Rabl, B. Leide, M.J. Carvalho and M. Collares-Pereira, “ Solar Water Heater Test: Measurement Errors and consequences ” Report 1989, Centre Energétique, Ecole des mInes, 60 Bd St. Michel, 75272, Paris, 1989.
- [61] A. H. Fanney and S. A. Klein, “A rating procedure for Solar Domestic Water Heating Systems ”, ASME J. of Solar Energy Engineering”, vol. 105, 430, 1983.

- [62] CSTG, “ European Solar Collector Testing Group ”, Proceeding of the 7th Meeting, Catania, Italy, 1-4 december 1987,as well as Proceeding of Previous Meetings, Edited by E. Aranovitch, D. Gilliaert, W.B.Gillet, 1987.
- [63] “ Sun in Action ”, Etude de marché des équipements solaires en Europe, Commission Européenne DG XVII en 1996.
- [64] S. Godounov, “ Equations de la physique mathématique ”, Ed. Moscou, 1973.
- [65] J. Adnot, R. Gicquel, G. Watremez , “Etude du comportement dynamique des boucles de captation de l'énergie solaire régulées part tout ou rien”, Revue Générale de Thermique, n° 216, decembre 1979.
- [66] A.Whillier, “ Plastic covers for Solar Collectors ”, Solar Energy, vol. 7, pp 148, 1983.
- [67] G. Peri, “Les capteurs convertisseurs héliothermiques sans concentration”, Cahier de l'AFEDES n°4, Ed. Thermique et industrie, 1979.
- [68]. A. Zerrouki, A. Boumedien , N. Said et B. Tedjiza, “Input/output Test Results and Long-Term Performance Prediction of a Domestic Thermosiphon Solar Water Heater in Algiers”. Renewable Energy journal, vol. 25, n°1, pages 153-161, 2001.
- [69] P. Puccetti and A. Zerrouki, “ Monitoring of three different Passive Systems in a Rural House Retrofit ”, International Conference, PLEA, Pecs, Hungry, September 1-5, 1986.
- [70] A. Zerrouki, A. Boumedien and K. Bouhadeh, “The Natural Circulation Solar Water Heater Model With linear temperature distribution”, Renewable Energy journal, vol. 26/4, pp 549-559, mars 2002.
- [71] A. Zerrouki, “ Derivation of Efficiency and Heat Loss Factor for two Pass Solar Air Heater, Accépté pour pour publication dans "La revue des Energies Renouvelables”.
- [72] A. Zerrouki, “ Etude expérimentale d'un nouveau type de capteur solaire plan à air ”, Journées Internationales de Thermique (JITH, 89), Alger, Algérie.
- [73] A. Zerrouki, “Solar Collector Efficiency Measurement. NBS-Testing Procedure Insufficiencies”, Cairo 2ND International Symposium on Renewable Energy Sources, 1-4 October, 1990.
- [74] A. Zerrouki, “ Expérimentation d'un capteur solaire à air avec absorbeur en forme de persienne pour une utilisation en agriculture” , Thèse de Magister, CENS, décembre 1986.
- [75] J. Adnot, “Contribution à l'étude théorique et expérimentale des boucles de captage thermique de l'énergie solaire”, thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 1981.
- [76] J.F.O. Saccadura, “Equations caractéristiques des capteurs solaires plans sans concentration”, R.G.T, No 171, France, mars 1976.

- [77] J.A. Duffie and W.A. Beckman, “Solar Energy Thermal Process”, Editions J. Wiley, 1974.
- [78] W.A. Beckman, S.A.Klein and J.A.Duffie, “ Solar Heating Design by f-Chart Method ” , John WILEY & SONS, 1977.
- [79] J.A. Duffie and W.A. Beckman, “ Solar Engineering of Thermal Process ”, Editions J. Wiley, 1980.
- [80] A.A.M. Sayigh, “ Solar Energy Engineering ”, Academic Press, 1977.
- [81] Y. Howel and al, “ Engineer's Guide to Solar Energy ”, S.E.I.S. 1979.
- [82] F. Kreith and al, “ Principles of Solar Engineering ”, Hemisphere Publishing Corporation, 1979.
- [83] Jae-Mo Koo, “ Development of a Flat Plate Solar Collector Design program”, Thesis, Master of Science, university of Wisconsin-Madison, USA, 1999.
- [84] Mirna Dayan, “ High Performance in low-Flow Solar Domestic Hot Water Systems”, Thesis, Master of Science, university of Wisconsin-Madison, USA, 1996.
- [85] G. Arun, “ Design optimisation of Collector Plates”, A.J. electronics, Pune, India, 1986
- [86] H.P. Garg, “Treatise on Solar Energy”, Joh Wiley & Sons, England, 1982.
- [87] P. LUNDE, “ Solar Thermal Engineering ”, John WILEY & SONS, 1980.
- [88] Recommendations for Performances and Durability Tests of Solar Collector and Water Heating Systems, CEC,JRC,Ispra,1989.
- [89] W.B. Gillet and J.E. Bates, “ DHW System Testing Procedures Discussion Document ”, Repport on DHW System Testing Meeting, Ispra 1986 Proceeding of the Fourth CSTG Meeting, Lisbon,1986.
- [90] BS5918: Code of Practice for Solar Heating Systems for Domestic Hot Water, British Standards Institution, 2 Park Street, London w1a 2BS, England (1986).
- [91] J.E. Hill, E.R. Stread, ,G. E. Kelly, J.C., Geist and T. Kusuda, “Development of proposed standards for testing Solar Collectors and Thermal storage devices”, NBS Technical note 899, 1976
- [92] ASHRAE, “ Methods of testing to determine the Thermal Performance of Solar Collectors”, ASHRAE Standard 93-77, American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Inc. Atlanta, Georgia, USA, 1977.
- [93] ASHRAE, “ Methods of testing to determine the Thermal Performance of Solar Domestic Water Heating Systems”, ANSI/ASHRAE Standard 93-81, American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Inc. Atlanta, Georgia, USA, 1977.

- [94] AFNOR Norme P50-501. Capteurs solaires plans à Circulation de Liquide: Determination de la Performance thermique, France, 1980.
- [95] V. Belessiotis and D. Haralambopoulos “Testing solar water heating systems in Athens, Greece”, Solar Energy, vol. 50, n°2, pp 167-199, 1993.
- [96] N.R. Drapper and H. Smith, ”Applied regression analysis”, 2nd Edition, Wiley Intersciences, New york, 1981.

ANNEXES

ANNEXE 1

Dans ce qui suit nous allons modéliser les opérations effectuées chaque jour. Nous allons désigner par l'indice i le numéro du jour durant la période d'expérimentation (exemple: i=1 désigne le premier jour ou on a commencé les tests). Les étapes de la méthode sont décrites par ce qui suit :

A. Calculs relatifs au premier jour (i=1)

Nous désignerons maintenant par:

$H(1)$ = Irradiation solaire journalière sur le plan du capteur,

$T_{amb}(1)$ = Température moyenne journalière,

$T_r(1)$ = Température moyenne de l'eau du réseau,

$V_c(1)$ = volume de puisage ou s'il y a imposition d'une température limite, $T_h(1)$ = Température de puisage.

Etape A1 : Energie accumulée à la fin du jour:

L'énergie accumulée $Q_u(1)$ par l'eau dans la cuve le soir du premier jour (à 18 heures) est donnée par la relation linéaire des tests entrée-sortie:

$$Q_u(1) = \alpha_1 H(1) + \alpha_2 (T_{amb}(1) - T_r(1)) + \alpha_o \quad (1)$$

Etape A2 : Volume de puisage et imposition d'une température limite

Remarque : Cette étape est nécessaire que s'il y a imposition d'une température limite. Si c'est un volume de puisage qui est demandé, il faut omettre cette étape et continuer avec l'étape A3. Le profil de température puisage est calculé par l'équation (2) obtenue après avoir fait un bilan d'énergie pendant le puisage :

$$C_p \rho (T_{out}(V) - T_r(1)) dV = Q_u(1) f(V) dV \quad (2)$$

De l'équation (2), on obtient :

$$T_{out}(V) = T_r(1) + \frac{Q_u(1) f(V)}{\rho C_p} \quad (3)$$

$V_c(1)$ est obtenu en calculant le volume pour lequel T_{out} calculée avec l'équation (3) soit inférieure à $T_h(1)$.

Etape A3 : Energie soutirée

L'énergie $Q_c(1)$ contenue dans un volume de puisage $V_c(1)$ est calculée en intégrant entre les volumes $V=0$ et $V=V_c(1)$, la fonction du profil de puisage $f(V)$.

$$Q_c(1) = Q_u(1) \int_0^{V_c(1)} f(V) dV \quad (4)$$

Etape A4 : Energie restante après le puisage

Un volume V_c d'eau chaude a été puisée de la cuve à 18 heures. Juste après ce puisage, la quantité d'énergie $Q_R(1)$ qui reste dans la cuve est évaluée par la relation suivante:

$$Q_R(1) = Q_u(1) - Q_c(1) \quad (5)$$

Etape A5 : Pertes thermiques nocturnes de la cuve

L'énergie restante dans la cuve est stockée durant toute la nuit. De ce fait, la cuve engendre une déperdition nocturne d'énergie qui sera calculée en utilisant le coefficient de déperdition thermique de la cuve. Au matin, on suppose que la cuve est à une température uniforme ($T_s(2)$).

Après avoir établi un bilan thermique au niveau de la cuve de stockage, on calcule la température $T_s(2)$ de l'eau dans la cuve au début du deuxième jour :

$$T_s(2) = T_c(1) + \frac{Q_R(1) - Q_{pn}}{\rho C_p V_s} \quad (6)$$

Les pertes thermiques (Q_{pn}) de la cuve sont alors obtenues à l'aide de la relation [50]:

$$Q_{pn} = \rho C_p V_s \left[(T_i - T_{noc}) \left(1 - \exp\left(-\frac{U_c \Delta t_n}{\rho C_p V_s} \right) \right) \right] \quad (7)$$

T_i est la température moyenne de l'eau de la cuve au début de la nuit. T_{noc} est la température ambiante moyenne de l'environnement de la cuve durant la nuit. La température T_i est déterminée par l'équation suivante :

$$T_i = T_r(1) + \frac{Q_R(1)}{\rho C_p V_s} \quad (8)$$

B. Calculs relatifs au jour $n^{\circ}2$ ($i=2$)

Les conditions sont les suivantes :

$H(2)$ = Irradiation solaire journalière sur le plan du capteur,

$T_{amb}(2)$ = Température moyenne journalière,

$T_r(2)$ = Température moyenne de l'eau du réseau,

$V_c(2)$ = volume de puisage ou s'il y a imposition d'une température limite, $T_h(2)$ = Température de puisage.

La température de l'eau dans la cuve $T_s(2)$ (au matin du deuxième jour) est donnée par l'équation 6. Cette température est supérieure à la température de l'eau du circuit d'alimentation. A la fin de ce deuxième jour, un volume $V_c(2)$ d'eau est soutirée.

Etape B1 : Energie récoltée à la fin de la journée:

Cette énergie comporte deux contributions:

i) Première contribution:

Au matin du deuxième jour, l'eau dans la cuve est à la température $T_s(2)$. Si on expose cette cuve au soleil durant toute la journée, l'énergie récoltée à la fin de la soirée est donnée par la relation linéaire:

$$Q_{u1}(2) = \alpha_1 H(2) + \alpha_2 [T_{amb}(2) - T_r(2)] + \alpha_o \quad (9)$$

ii) Deuxième contribution:

Or, au matin de ce deuxième jour, la cuve est remplie d'eau à la température $T_c(2)$ inférieure à $T_s(2)$. On calcule alors l'énergie contenue dans la cuve c'est à dire:

$$Q_{u2}(2) = V\rho C_p (T_s(2) - T_c(2)) \quad (10)$$

L'énergie accumulée dans la cuve à la fin de cette deuxième journée est la somme de ces deux contributions, soit:

$$Q_u(2) = Q_{u1}(2) + Q_{u2}(2) \quad (11)$$

En remplaçant ces deux contributions par leurs expressions, on arrive à:

$$Q_u(2) = \alpha_1 H(2) + \alpha_2 [T_{amb}(2) - T_r(2)] + \alpha_o + \rho V C_p (T_s(2) - T_c(2)) \quad (12)$$

Etape B2 : Volume de puisage pour imposition d'une température limite

Remarque : Cette étape est nécessaire que s'il y ait imposition d'une température limite. Si c'est un volume de puisage qui est demandé, il faut omettre cette étape et continuer avec l'étape 3. Le profil de température puisage est calculé par l'équation 60. Pour Calculer le profil de température il faut considérer deux contributions (Q_{u1} et Q_{u2}).

$$T_{out}(V) = T_r(2) + \frac{Q_{u1}(2)f(V)}{\rho C_p} + \frac{Q_{u2}(2)g(V)}{\rho C_p} \quad (13)$$

$V_c(2)$ est obtenu en calculant le volume pour lequel T_{out} obtenue avec l'équation 60 soit inférieur à $T_h(2)$.

Etape B3 : Energie soutirée:

On fait un raisonnement analogue à celui fait pour le premier jour.

i) On suppose que la cuve est remplie d'eau avec une température initiale $T_s(2)$. La première contribution énergétique est liée au volume soutiré $V_c(2)$ et se calcule en utilisant le profil de puisage $f(V)$. On a donc :

$$Q_{c1}(2) = Q_u(2) \int_0^{V_c} f(V) dV \quad (14)$$

ii) L'autre contribution contenue dans $V_c(2)$ est calculée en utilisant le profil de température de mélange $g(V)$:

$$Q_{c2}(2) = Q_{u2}(2) \int_0^{V_c} g(V) dV \quad (15)$$

L'énergie totale récoltée est alors:

$$Q_u(2) = Q_{u1} \int_0^{V_c} f(V) dV + Q_{u2}(2) \int_0^{V_c} g(V) dV \quad (16)$$

Etape B4: Energie restante dans la cuve de stockage

Cette énergie est constituée de deux contributions.

i) Si la cuve est remplie avec de l'eau à la température initiale $T_s(2)$, l'énergie qui reste dans la cuve est alors:

$$Q_{R1}(2) = Q_{u1}(2) - Q_{c1}(2) \quad (17)$$

ii) En réalité, on a utilisé une eau à une température $T_T(2)$. L'énergie totale qui reste dans la cuve est la somme de ces deux énergies:

$$Q_{R2}(2) = Q_{u2}(2) - Q_{c2}(2) \quad (18)$$

Soit:

Etape B5 : Pertes thermiques nocturnes de la cuve

Le calcul se fera de la même manière que pour le premier jour. On suppose que le matin suivant (début du jour N°3), la cuve est à la température uniforme $T_S(3)$ qui est estimée par l'équation suivante:

$$T_s(3) = T_c(1) + \frac{Q_R(2) - Q_{pn}}{Mc} \quad (20)$$

Pendant la nuit, les pertes thermiques de la cuve sont estimées à partir de l'équation suivante:

$$Q_{pn} = \rho C_p V_s \left[(T_i - T_{noci}) \left(1 - \exp\left(-\frac{U_c \Delta t_{noc}}{\rho C_p V_s} \right) \right) \right] \quad (21)$$

$T_i(2)$, $T_S(3)$ sont les températures initiales (début de la nuit du jour N°2) et finale (début du jour N°3) de l'eau dans la cuve durant le test. T_{noc} est la température ambiante durant la nuit. La température T_i qui est la température moyenne initiale de l'eau au début de la nuit peut être estimée à partir de l'équation (19).

$$T_i = \frac{Q_R(2)}{\rho C_p V_s} + T_c(2) \quad (22)$$

De cette même façon, on continue pour les autres jours (I=3 à 366 jours).

10 '*****

20 ' * *

30 ' * Day-by-day calculation program to determine the long term *

32 ' * thermal performance of Solar Water Heating Systems based on *

34 ' * MEASUREMENTS carried out according to a procedure *

36 ' * described in the thesis *

37 ' * *

38 ' * *

40 ' * *

42 ' * *

50 ' * *

54 ' * *

55 ' * *

57 ' * *

58 ' * *

60 '*****

70 '

90 OPTION BASE 1

110 DIM Filedata(42),Solar(366),Tamb(366),Date(366),Enout(366),Tcoldin(366)

115 DIM Cons(366),Description[80]

120 DIM Enpercmix(30),Enperc20(30),Enperc10(30)

125 DIM Percenmix\$(30),Percen20\$(30),Percen10\$(30)

130 '

```

140 print "Give name of file where system parameters are stored "
142 print " ( eventually adding DISK name : f.e. A:SYSPARA ) "
144 print "***** if file does not exist , then TYPE : NEW      "
145 input Filepar$
150 IF LEFT$(Filepar$,1)="N" OR LEFT$(Filepar$,1)="n" THEN GOTO 3000
155 '
157 ' ***** File does exist *****
159 '
165 open "R",#1,Filepar$,82
170 field #1,60 as Comment$,20 as value$
172 get #1,5
174 Tankvolume=val(value$)          '[ L ]
180 '
183 get #1,6
186 Hlctank=val(value$)             '[ W / K ]
190 '
193 get #1,7
196 Enout0=val(value$)              '[ MJ ]
200 '
203 get #1,8
206 Enout25=val(value$)            '[ MJ ]
210 '
213 get #1,9
216 Reftemp=val(value$)            '[ K ]
220 '
223 get #1,10
226 Senstemp=val(value$)           '[ MJ / K ]
230 '
232 field #1,62 as Comment$,6 as Perc20$ ,6 as Perc10$ ,6 as Mix$
240 for I=1 to 30
242 GET #1,14+I
245 Enperc20(I)=VAL(Perc20$)
247 Enperc10(I)=VAL(Perc10$)
249 Enpercmix(I)=VAL(Mix$)

```

```

252 NEXT I
300 CLOSE #1
800'
820 PRINT;CHR$(15)
825 Description$="***** Calculation program version 30 / 9 / 1988 *****"
830 PRINT Description$
840'
950 B=Enout0
960 A=(Enout25-B)/25.
970'
1100 ' SHELL "DIR *.dat"
1102 print " "
1103 print " "
1105 PRINT;"Give file name of weather data (eventually adding DISK name (f.e. A:))
1107 PRINT;"AND the first and last day to be considered "
1109 PRINT;"( for example : A:CARPTR.DAT ,1,365 ) "
1112 INPUT Weatherfile$,Firstday,Lastday
1113 print " "
1114 PRINT;"Consumption at Solar noon + 6 hours : "
1116 PRINT;" If LIMIT is Volume then input quantity in units of TANK VOLUME "
1117 PRINT;"          ( f.e. : 192 l/day for 160 l tankvolume , then type : 1.2 )"
1118 PRINT;" If LIMIT is Minimum outlet TEMPERATURE then input value in degrees
C"
1135 INPUT Help
1136 IF Help<5 THEN GOTO 1140
1137 PRINT "You have selected a TEMPERATURE limit "
1138 Toutlimit=Help
1139 GOTO 1148
1140 PRINT;"You have selected a VOLUME limit "
1142 Consvolume=Help
1144 Toutlimit=0.
1148 '
1149 PRINT "Specify the cold water inlet temperature as follows : "
1151 PRINT " the temperature varies according to a sinusoidal profile over"

```

```

1152 PRINT " the year ; Tcold = Taverage + Tamplit. * SIN (Day nr - 90 )"
1153 PRINT " *** 21 march and 21 september Tcold = Taverage ***** "
1154 INPUT "input the VALUES FOR Taverage and Tamplitude :",Tcoldbas,Tcoldampl
1156 '
1160 OPEN "R",#1,Weatherfile$,32
1180 '
1190 FOR I=Firstday TO Lastday
1210 FIELD #1,10 AS Day$,10 AS Tamb$,10 AS Solar$
1310 GET #1,I
1320 Date(I)=VAL(Day$) ' Day number
1330 Tamb(I)=VAL(Tamb$)+2.5 ' Tamb. daytime = Tamb. 24h + 2.5 degrees
1340 Solar(I)=VAL(Solar$)/1000. ' [ MJ ]
1360 Tcoldin(I)=Tcoldbas+Tcoldampl*SIN(2*3.1415*(I-80)/365.)
1380 NEXT I
1390'
1400 LPRINT;CHR$(12) ' New page
1410 LPRINT;Description$
1420 LPRINT;" "
1425 LPRINT;"System parameters file : ";Filepar$
1430 LPRINT;"Weather file : ";Weatherfile$
1440 IF Toutlimit=0. THEN LPRINT;"Daily Cons. volume :";Consvolume;" times the
tank volume at Solar Noon + 6 h"
1445 IF Toutlimit>0. THEN LPRINT;"Consvolume is limited by a minimum water OUTLET
temperature of ";Toutlimit; " [ C ]"
1450 LPRINT;"Tank characteristics : Volume ";Tankvolume;" liters ---- Heat loss
coeff. ";Hlctank;" W/K"
1460 LPRINT;"ref. energy output :";Enout0;" MJ at 0 AND ";Enout25;" MJ at 25
MJ/m2.day *** (Tamb - Tcold )ref. =";Reftemp;" K"
1470 LPRINT;" Temp. correction for system output ";Senstemp;" MJ/K for
(Tamb.- Tcold)"
1560 '
1570 FOR I=Firstday TO Lastday
1590 '
1600 IF I=Firstday THEN Ttank=Tcoldin(I) ' 1st day : initial tankt. = Tcold_in

```

```

1610 '
1620 Enout3v=(A*Solar(I)+B)+Senstemp*((Tamb(I)-Ttank)-Reftemp) ' Energy in R/R test
conditions
1630 IF Enout3v<0. THEN GOTO 1660 ' If energy output is negative then only tank heat
losses during the day
1635 GOTO 1700
1660 Tankhl=Tankvolume*4.18*(Ttank-Tamb(I))*(1-EXP(-
Hlctank*12*3.6/(Tankvolume*4.18))) ' [ K ]
1670 Ttank=Ttank-Tankhl/(Tankvolume*4.18)
1680 Enout3v=0.
1700'
1710 Percrr=0. ' part of the energy output in R/R test conditions .. f ( V )
1715 Percmix=0. ' " " " " for the carry - over .... g ( V )
1718 Enmixing=Tankvolume*(Ttank-Tcoldin(I))*4.18/1000. ' Energy available from
previous day in [ MJ ]
1719 '
1720 ' Calculation of the water OUTLET temperature and DRAW-OFF volume in case of a
Temperature LIMIT
1721 IF Toutlimit=0. THEN GOTO 1737 ' limit is expressed in VOLUME
1722 FOR J=1 TO 30.
1723 IF SOLAR(I)>=15. THEN HLP=Enperc20(J) ELSE HLP=Enperc10(J)
1727 Enout=Enout3v*HLP/100.+Enmixing*Enpercmix(J)/100. ' [MJ]
1728 Tout=Tcoldin(I)+Enout*1000./((Tankvolume/10.)*4.18) ' [ K ]
1729 Consvolume=(J-1)/10.
1731 IF Tout<Toutlimit THEN GOTO 1737
1733 NEXT J
1734 '
1735 Consvolume=3. '
1737 FOR J=1 TO Consvolume*10. ' Steps of 0.1 tankvolume
1740 IF Solar(I)>=15 THEN Percrr=Percrr+Enperc20(J) ELSE Percrr=Percrr+Enperc10(J)
1750 Percmix=Percmix +Enpercmix(J)
1760 NEXT J
1780'
1790 Enout(I)=Enout3v*Percrr/100.+Enmixing*Percmix/100.

```

```

1800 Rest=Enout3v*(1-Perccrr/100.)+Enmixing*(1.-Percmix/100.)
1810'
1820 Ttank=Tcoldin(I)+Rest*1000./(Tankvolume*4.18) ' [ C ]
1830 ' Night heat losses
1840 Tankhl=Tankvolume*4.18*(Ttank-(Tamb(I)-5.))*(1-exp((-
Hlctank*12*3.6)/(Tankvolume*4.18))) ' [ kJ ]
1850 Ttank=Ttank-Tankhl/(Tankvolume*4.18) ' [ C ] ; Temperature in the the tank at
Solar noon + 6 hours
1870 '
1930 NEXT I
1940 '
1960 ' ***** Printout of RESULTS *****
1982 '
1983 LPRINT " "
1984 LPRINT " ***** Results averaged on a monthly basis
*****"
1985 LPRINT " "
1990 LPRINT " from to Solar on coll. Tamb. during Supply water average energy "
1994 LPRINT " day day plane daytime temperature output "
1996 LPRINT " [ MJ / m2.day ] [ C ] [ C ] [ MJ / day ] "
1997 LPRINT " "
1998 '
2002 FOR I=1 TO 331 STEP 30 ' LPRINT out of results per month
2004 IF Firstday>I+29 OR Lastday<I THEN GOTO 2012
2006 IF Firstday>I AND Firstday<=I+29 THEN Day1=Firstday ELSE Day1=I
2009 IF Lastday>=I AND Lastday<I+29 THEN Day2=Lastday ELSE Day2=I+29
2011 GOSUB 2026 ' LPRINT results month per month
2012 NEXT I
2013 '
2014 LPRINT "-----"
2015 Day1=Firstday
2016 Day2=Lastday
2018 GOSUB 2026 ' LPRINT results for the whole period
2019 GOTO 2253

```

```

2022 '
2026 Solarav=0.
2028 Tambav=0.
2030 Enoutav=0.
2040 Tcoldav=0.
2050 Consav=0.
2095 '
2100 FOR J=Day1 TO Day2
2105 Dif=Day2-Day1+1
2110 Solarav=Solarav+Solar(J)/Dif 'Solar rad. on collector plane
2130 Tambav=Tambav+Tamb(J)/Dif 'Ambient temp. during daytime
2150 Enoutav=Enoutav+Enout(J)/Dif 'Energy output for given draw-off volume
2170 Tcoldav=Tcoldav+Tcoldin(J)/Dif 'cold water temperature
2180 IF Toutlimit>0. THEN Consav=Consav+Enout(J)/(0.00418*(Toutlimit-Tcoldin(J)))
'hot water volume (in case of minimum temperature limit
2190 ' LPRINT;J;Tamb(J),Solar(J),Enout(J),Tcoldin(J)
2200 NEXT J
2210 LPRINT USING " ###. ###. #####.# #####.# #####.#
#####.#";Day1,Day2,Solarav,Tambav,Tcoldav,Enoutav
2215 IF Toutlimit> 0. THEN LPRINT "Total water consumption (for the whole period) :
equivalent to ",Consav," liters AT ",Toutlimit," deg. C ( each day at Solar noon + 6 h)"
2230 LPRINT " "
2235 RETURN
2250 '
2253 PRINT "Finished"
2255 BEEP
2257 BEEP
2258 STOP
2259 '
3000 '***** introduction of system parameters. *****
3005 '*****
3010 print chr$(12)
3020 print "give name of file where system parameters have to be stored "
3030 print " ( eventually adding DISK file name : f.e. A:SYSPARA ) "

```

```

3035 input Filepar$
3037 OPEN "R",#1,Filepar$,82
3038 FIELD #1,80 AS Text$,2 as Crlf$
3039 LSET Crlf$=chr$(13)+chr$(10)
3040 '
3050 print "The 3 first lines are for reference or comments "
3060 FOR I=1 TO 3
3070 PRINT "Line nr :";I;" max. 80 characters "
3080 INPUT Help$
3085 LSET Text$=Help$
3090 PUT #1,I
4000 NEXT I
4005 '
4010 Help$="      System parameters : "
4020 PRINT Help$ : LSET Text$= Help$
4030 PUT #1,4
4040 '
4045 FIELD #1, 65 AS Comment$ , 15 AS Value$,2 AS Crlf$
4047 '
4050 Help$="Tank volume                [ liters ] :  "
4060 I=5 : GOSUB 4500
4080 '
4090 Help$="Tank heat loss coefficient      [ W / K ] :  "
4100 I=6 : GOSUB 4500
4110 '
4112 PRINT "      -----          "
4113 PRINT "The following values correspond to the LINEAR regression "
4116 PRINT "          "
4120 Help$="Energy output for test conditions of 0 MJ/m2    [ MJ ] :  "
4130 I=7 : GOSUB 4500
4140 '
4150 Help$=" `` `` `` `` ``      25 MJ/m2    [ MJ ] :  "
4160 I=8 : GOSUB 4500
4170 '

```

```

4180 Help$="Reference temp. diff. (Tc - Ta) for these results  [ K ] :  "
4190 I=9 : GOSUB 4500
4200 '
4210 Help$="Temperature sensitivity of the energy output  [ MJ / K ] :  "
4220 I=10 : GOSUB 4500
4230 GOTO 4540
4955 '
4500 PRINT Help$ : INPUT VA$
4505 LSET Comment$ = Help$
4510 LSET VALUE$ = VA$
4520 PUT #1,I
4530 RETURN
4540 '
5000 Help$="Temperature profiles in dimensionless form (in steps of 0.1 tankvolumes)"
5010 PRINT Help$ : LSET Text$ = Help$ : PUT #1,11
5020 Help$=" - : draw-off profile for days 15 - 25. MJ / m2 "
5030 PRINT Help$ : LSET Text$ = Help$ : PUT #1,12
5040 FOR I=1 TO 30
5050 PRINT "Value from ";(I-1)/10.;" to ";I/10.;" tankvolumes IN [ % ]"
5060 INPUT Percen20$(I)
5070 NEXT I
5080 '
5100 Help$=" + : draw-off profile for days 0 - 14.99 MJ / m2 "
5110 PRINT Help$ : LSET Text$ = Help$ : PUT #1,13
5120 FOR I=1 TO 30
5130 PRINT "Value from ";(I-1)/10.;" to ";I/10.;" tankvolumes IN [ % ]"
5140 INPUT Percen10$(I)
5150 NEXT I
5160 '
5170 Help$=" * : mixing draw-off profile "
5180 PRINT Help$ : LSET Text$ = Help$ : PUT #1,14
5190 FOR I=1 TO 30
5200 PRINT "Value from ";(I-1)/10.;" to ";I/10.;" tankvolumes IN [ % ]"
5210 INPUT Percenmix$(I)

```

```

5220 NEXT I
5230 '
5235 FIELD #1,62 AS Profile$ ,6 AS S20$, 6 AS S10$, 6 AS SMIX$,2 AS Crif$
5237 '
5240 FOR I = 1 TO 30
5250 A = INT(VAL (Percen20$(I)) * 4.)+ 6.
5255 IF A>61 THEN A=62
5260 B = INT(VAL (Percen10$(I)) * 4.)+ 6.
5265 IF B>61 THEN B=62
5270 C = INT(VAL (Percenmix$(I))* 4.)+ 6.
5275 IF C>61 THEN C=62
5280 Help$="
5290 MID$(Help$,A) = "-"
5300 IF B=A THEN MID$(Help$,B)="o" ELSE MID$(Help$,B)="+"
5310 IF C=B OR C=A THEN MID$(Help$,C)="o" ELSE MID$(Help$,C)="*"
5320 PRINT Help$
5325 LSET Profile$ = Help$
5330 LSET S20$ = LEFT$(Percen20$(I),5)
5340 LSET S10$ = LEFT$(Percen10$(I),5)
5350 LSET SMIX$= LEFT$(Percenmix$(I),5)
5360 PUT #1,(14 + I)
5370 NEXT I
5380 '
5390 CLOSE #1
5400 GOTO 165
5500'
6000 END

```