



N° D'ORDRE :.....

N° DE SERIE :

UNIVERSITE DE OUARGLA
FACULTE DES SCIENCES ET SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DES SCIENCES PHYSIQUES

MEMOIRE

Présenté pour obtenir le diplôme de

Magister

Spécialité : physique

Option : Physique énergétique

Par l'étudiant : Mohammed Salah MEFTAH

Thème :

*Etude théorique et Application pratique d'un
système de chauffe-eau solaire en vue de la
production de l'eau chaude sanitaire*

Soutenu publiquement le : 27/09/2004

Devant le jury composé de :

Mr : Hamza Bouguettaia

Mr :Hocine Ben Moussa

Mr :Nadir Sekouti

Mr :Bachir Bouchekima

M.C

M.C

MACC

M.C

U. Ouargla

U. Batna

U. Ouargla

U. Ouargla

Président

Examineur

Invité

Rapporteur

Année Universitaire : 2003/2004

Contents

List of Figures	vii
List of Tables	ix
0.1 Introduction générale	1
1 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	4
1.1 Historique des énergies solaires	4
1.2 Domaine d'application de l'énergie solaire	6
1.3 Les chauffe-eau solaires	7
1.3.1 Le chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon	7
1.3.2 Le chauffe-eau solaire à éléments séparées	10
1.3.3 Les systèmes chauffe-eau solaires directs	10
1.3.4 Les chauffe-eau solaires monoblocs.	11
1.3.5 L'appoint d'énergie	12
1.3.6 Régulation circulateur-capteur	13
2 CONVERSION THERMOSOLAIRE ET BILAN ENERGETIQUE	16
2.1 Insolateur thermique	16
2.1.1 Classification des niveaux de températures	17
2.1.2 Paramètres et caractéristiques d'un capteur	18
2.1.3 Principe de fonctionnement du capteur plan	20
2.1.4 Différents Modes de Fonctionnement D'un Système Capteur-Stockage	21
2.1.5 Rendement horaire	21
2.1.6 Rendement journalier	22
2.1.7 Calcul de la surface de collection	23
2.1.8 Calcul du volume de stockage pour la production de l'eau sanitaire .	23
2.2 Analyse énergétique d'un capteur plan	25
2.2.1 Pertes Optiques	25
2.2.2 Pertes thermiques	27
2.2.3 Echanges radiatifs	28
2.2.4 Echanges convectifs	29

2.3	Rendement	32
2.3.1	Calcul du rendement du réservoir	34
3	ETUDE THEORIQUE D'UN SYSTEME DE THERMOCIRCULATION	36
3.1	Introduction	36
3.2	Etude hydraulique	37
3.2.1	Etude de la circulation du fluide caloporteur à travers le système à thermosiphon:	37
3.2.2	La hauteur de charge du thermosiphon	37
3.2.3	Pertes de charge	38
3.2.4	Calcul du débit massique	41
3.3	Etude thermique	43
3.3.1	Calcul du coefficient d'échange thermique	43
3.3.2	Cuve de stockage	49
3.3.3	Isolation thermique	50
3.3.4	Hypothèses simplificatrices de la cuve de stockage	52
3.3.5	Calcul de la température moyenne	53
3.3.6	Calcul du rendement du réservoir	53
3.4	Bilan énergétique du réservoir	54
3.4.1	Modèle mathématique	56
3.4.2	Mise en équation du système de la cuve de stockage	61
3.4.3	Résultats théoriques de simulation	65
4	REALISATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL-RESULTATS ET DISCUSSION	70
4.1	Description générale du chauffe-eau solaire	70
4.2	Les mesures effectuées par la boucle d'essai	73
4.3	Résultats expérimentaux de deux journées.	75
4.3.1	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux (20/10/2003).	88
4.3.2	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux (09/12/2003).	90
4.3.3	Calcul de rendement du système	91
4.3.4	Estimation du rendement global du chauffe-eau solaire	92
4.4	CONCLUSION	94
	Bibliography	95
A	Variation des caractéristiques physiques de l'eau et du fluide caloporteur en fonction de la température	98
A.1	GISEMENT SOLAIRE TERRESTRE	100
A.2	Position, hauteur et azimuth du soleil	100
A.2.1	Hauteur "h" du soleil	101
A.2.2	Quantième de jour QJ d'un jour dans l'année	101
A.2.3	Azimuth "a" du soleil	103
A.3	Le rayonnement solaire sur un plan récepteur au niveau du sol	104

A.3.1	Angle d'incidence θ du rayonnement solaire sur une surface	104
A.3.2	Calcul de l'éclairement incident	105
A.3.3	Rayonnement solaire direct	105
A.3.4	Rayonnement solaire diffus	106
A.3.5	Rayonnement solaire global	107
B	Les éléments de la matrice	108
B.1	Cuve de stockage	110
B.1.1	Tuyauteries de raccords hydrauliques	111
B.1.2	Les thermocouples	111

List of Figures

1.1	Chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon	9
1.2	Chauffe-eau solaire à élément séparées	11
1.3	Les chauffe-eau solaires monobloc	12
1.4	Système d'appoint instantanée en série	13
1.5	Système d'appoint à accumulation	14
2.1	Coupe détaillée d'un capteur plan solaire	18
2.2	Coupe d'un capteur représentant les températures aux différents noeuds . .	20
2.3	Les pertes globales dans un capteur plan solaire	27
3.1	La hauteur de charge d'un système de thermosiphon	38
3.2	Représentation du bilan thermique par tranche du réservoir (vue latéral) .	60
3.3	63
3.4	Organigramme du système de la cuve	64
3.5	Evolution de température calculées dans les différentes tranches du système le 20/10/2003	66
3.6	Evolution des températures calculée aux différents tranche de la cuve le 09/12/2003	66
3.7	Evolution de température calculée dans la première tranche du système . .	67
3.8	Evolution de température calculée dans la deuxième tranche du système . .	67
3.9	Evolution de température calculée dans la troisième tranche du système . .	68
3.10	Evolution de température calculée dans la quatrième tranche du système . .	68
3.11	Evolution de température calculée dans la cinquième tranche du système . .	69
4.1	Schéma du chauffe-eau solaire expérimental étudié	71
4.2	La variation de température ambiante avec la température d'entrée au réservoir le 09/12/2003	76
4.3	La variation de température ambiante avec la température d'entrée au réservoir le 20/10/2003	76
4.4	Evolution de température moyenne mesurée dans les différents tranches du système	77
4.5	La variation du flux solaire au cours de la journée 20/10/03	77

4.6	La variation du flux solaire au cours du temps le 09/12/2003	78
4.7	La variation de débit massique calculé au cours du temps	78
4.8	La variation de débit massique au cours du temps	79
4.9	Evolution des températures mesurées dans les différents tranches du système; le 20/10/2003	79
4.10	Evolution des températures mesurées dans les différents tranche du système le 09/12/2003	80
4.11	Evolution de température mesurée dans la première tranche du système . .	80
4.12	Evolution de température mesurée dans la deuxième tranche du système . .	81
4.13	Evolution de température mesurée dans la troisième tranche du système . .	81
4.14	Evolution de température mesurée dans la quatrième tranche du système . .	82
4.15	Evolution de température mesurée dans la cinquième tranche du système . .	82
4.16	Evolution de température calculé et mesurée dans la première tranche de la cuve le 20/10/2003	83
4.17	Evolution de température calculé et mesurée dans la deuxième tranche de la cuve le 20/10/2003	84
4.18	Evolution de température calculé et mesurée dans la troisième tranche de la cuve le 20/10/2003	84
4.19	Evolution de température calculé et mesurée dans la quatrième tranche de la cuve le 20/10/2003	85
4.20	Evolution de température calculé et mesurée dans la cinquième tranche de la cuve le 20/10/2003	85
4.21	Evolution de l'énergie stockée dans la cuve mesurée le 20/10/2003	86
4.22	le Rendement instantané calculé du système	86
4.23	comparaison entre le rendement instantané calculé et mesuré du système journée de 20/10/2003	87
4.24	La variation du rendement instantané mesuré au cours du temps	87
A.1	Hauteur et azimut du soleil	100

List of Tables

1.1	Variation de la masse volumique en fonction de la température	8
3.1	différents types d'isolants thermiques.	51
A.1	Quantième de jour du premier jour du mois	102
A.2	Variation annuelles de la déclinaison solaire, en degrés	102
A.3	Les valeurs mensuelles de A et B	106
A.4	Albédo du lieu considéré en fonction de la nature du sol	107
B.1	Principaux types de thermocouples et leur limites d'emploi	112

Acknowledgements

I want to “thank” my committee, without whose ridiculous demands, I would have graduated so, so, very much faster.

0.1 Introduction générale

Parmi les énergies renouvelables, l'énergie solaire avec ses propriétés de non épuisement, occupe une place de premier plan dans la recherche scientifique actuelle pour les pays du sud comme l'Algérie.

Avec son ensoleillement de $1,2 \text{ KW/m}^2$ en moyenne, cette source d'énergie peut, si elle est convenablement domestiquée contribuer à la satisfaction des besoins énergétiques de la population.

Les besoins énergétiques domestiques sont en générale déphasés par rapport aux périodes d'abondance de cette énergie, le stockage devient alors un élément essentiel de tout système d'énergie solaire.

La production de l'eau chaude et son utilisation dans notre pays par le biais de l'énergie solaire a certainement à l'heure actuelle, les meilleures chances de rentabilité. En effet, d'une part l'échelle des températures obtenues par les capteurs plans, et d'autre part, le besoin en eau chaude sanitaire se fait sentir aussi bien en été où l'énergie est abondante qu'en hiver.

- Concernant la partie solaire, ce ne sont plus les conditions extrêmes qui permettent de dimensionner les appareils, contrairement au cas de l'appoint traditionnel où on peut deviner la puissance crête à partir du maximum des besoins.

- L'efficacité de la partie solaire se juge vis à vis de l'économie des combustibles ou de l'énergie traditionnelle, obtenue par année moyenne de fonctionnement, et spécialement au taux de couverture solaire, fraction du bilan annuel fournie.

A l'heure actuelle, il est assez paradoxal de constater que si le fonctionnement

thermique des capteurs plan est relativement bien connu, tout du moins en régime permanent, l'absence d'une connaissance réelle du fonctionnement détaillé d'un système de thermosiphon ajouté à la complexité des phénomènes physiques intervenant, limite les possibilités d'une analyse purement théorique et impose pratiquement le recours à une étude expérimentale.

La plus simple des tâches à laquelle puisse être utilisée directement l'énergie solaire est le chauffage de l'eau utilisant le principe de l'effet de serre, muni d'un absorbeur teinté en noir, et d'une chaleur à basse température. Une fois la chaleur collectée est acheminée vers un stockage, elle peut faire face aux besoins.

La simulation mathématique du fonctionnement d'un système de chauffage solaire est assez compliquée et difficilement exploitable directement. En effet, les équations analytiques qui caractérisent le transfert de masse et de chaleur dans le capteur et dans la cuve de stockage sont difficiles à résoudre sans hypothèses simplificatrices profondes limitant ainsi le domaine de validité du modèle. Grossman et Shitzer [1]. proposent un modèle théorique de chauffe-eau solaire par système de thermosiphon, qui ne peut servir que pour décrire le comportement de ce système quand la variation du flux énergétique incident est faible (aux environs de midi).

En ce qui concerne le stockage indispensable lorsque l'on veut utiliser l'énergie solaire, Cabelli [2] a montré dans son travail que l'on pouvait, pour l'étude de la distribution des températures dans une cuve, utiliser un modèle unidimensionnel au lieu du modèle bidimensionnel.

Cette étude est consacrée principalement au problème de stockage sous forme

d'énergie thermique.

La première partie de notre travail consiste à faire une recherche bibliographique concernant les modes de fonctionnement d'un système de chauffe-eau solaire et ses avantages et ses inconvénients: Ceci fera l'objet du premier chapitre.

La description, le principe et le mode de fonctionnement d'un capteur plan destiné pour le chauffage de l'eau d'une part, et l'établissement du bilan énergétique du système font l'objet de deuxième chapitre.

Le troisième chapitre sera consacré à une étude théorique(thermique et hydraulique)de l'installation d'un chauffe-eau solaire, dans la quelle nous avons calculé les pertes de charges linéaires dans chaque tronçon, et ensuite à faire une modélisation mathématique d'un chauffe-eau solaire individuel fonctionnant en thermosiphon, ce qui constitue l'originalité de ce travail.

La mise au point d'une procédure expérimentale d'essai des chauffe-eau solaires constituée par un banc d'essai fait l'objet du quatrième chapitre. Nous montrerons alors les performances énergétiques du système monté et mis en place.

On termine notre travail par une brève conclusion et une prespective.

Chapter 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Historique des énergies solaires

Il semble que ce sont les Egyptiens qui aient découvert l'effet de serre. L'utilisation de l'énergie solaire a commencé au 3^{ème} siècle avant J-C par Archimède, et vers 100 ans après J-C par Héron d'Alexandrie; en 1615 par Salomon de Gauss, en 1774 par Joseph Priestley et en 1878 dans le désert d'Atacama au Chili, où un distillateur solaire de 5000 m² a été construit pour fournir de l'eau à une mine de nitrate de sodium.

Après 1878, le travail sur l'énergie solaire a diminué à cause de la disponibilité de l'énergie fossile à moindre coût, la réutilisation de disponibilité de l'énergie solaire a eu lieu de 1902 à 1908 grâce à Schuman qui a construit des machines solaires de plusieurs chevaux pour pomper de l'eau [3].

En 1913, Boys a installé, près du Caire, une grosse machine de 50 chevaux avec des longs cylindres paraboliques qui concentrent les radiations solaires sur une canalisation cen-

trale avec un facteur de concentration de 4,5 pour pomper l'eau de Nil à des fins d'irrigation

L'utilisation de l'énergie solaire a continué jusqu'à 1938, où il n'y avait aucun autre développement de l'énergie solaire, car cette dernière n'a pas pu concurrence l'énergie produite par les combustibles fossiles.

A partir de 1950, les applications de l'énergie solaire commencent timidement à se développer [4].

Malgré les quantités limitées des sources d'énergie conventionnelles sur notre planète, la consommation de celles-ci ne cesse de croître et le risque de leurs épuisements menace l'avenir énergétique de l'humanité.

Il peut paraître étonnant, dans ces conditions, que la substitution des énergies conventionnelles par les énergies renouvelables n'ait pas suscité un réel intérêt, nécessitant la mise en place des moyens plus importants pour la maîtrise et le développement des technologies nécessaires.

Parmi ces énergies renouvelables, l'énergie solaire reçue par la terre en provenance du soleil correspond à une puissance de 80 milliards de mégawatts. Avec les rendements actuels de conversion, le sud Algérien pourrait suffire aux besoins énergétiques mondiaux.

Depuis longtemps, elle a été considérée comme marginale, sauf au cours de la période 1974-1985 qui couvre pratiquement les deux chocs pétroliers et qui correspond à la crise énergétique dans les pays riches où l'on a remarqué un développement important de cette discipline.

Malgré sa faible densité et son alternance, l'énergie solaire présente aussi des avan-

tages majeurs: (gratuite, renouvelable, non polluante, répartition indépendante des distances et des obstacles, transformable), pouvant ainsi répondre à quelques besoins énergétiques quotidiens de l'homme.

La construction des chauffe-eau solaires individuels dans le monde s'est considérablement accrue. Plusieurs techniques d'installation ont été mises au point mais un grand nombre de ces appareils fait appel à une technique compliquée (pompe, régulation,...).

Au détriment des installations plus simples et moins coûteuses dont on connaît mal le fonctionnement.

1.2 Domaine d'application de l'énergie solaire

Parmi les applications de l'énergie solaire on cite :

- * Le chauffage et la climatisation des bâtiments.
- * Les piscines solaires.
- * La production du sel par l'évaporation de l'eau de mer.
- * Le séchage des produits agricoles et animaux.
- * Les pompes et les cuisinières solaires.
- * La conservation des aliments.
- * La conversion photovoltaïque.
- * Fournaise solaire.
- * La production d'électricité.
- * La conversion indirecte d'énergie solaire, éolienne, marémotrice et biomasse.

* La production de l'eau chaude sanitaire et industrielle ainsi que la production de l'eau distillée.

1.3 Les chauffe-eau solaires

L'application actuelle la plus répandue de l'énergie solaire, est la technologie des CES, qui peuvent être avantageusement utilisés pour les usages domestiques dans les régions comprises entre la 45e parallèle nord et la 45e parallèle sud, où la durée d'insolation est supérieure en moyenne à 2000 heures par an ou dans des zones montagneuses de régions tempérées où le ciel est particulièrement dégagé [5].

Le chauffe-eau solaire est l'un des systèmes solaires thermiques qui peuvent être mis en application avec peu de moyen permettant d'obtenir des performances importantes pour la production de l'eau chaude sanitaire grâce au faible niveau de température demandé (entre 45°C et 60 °C)

1.3.1 Le chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon

C'est un système efficace qui permet d'assurer la production d'eau chaude sanitaire avec un faible coût d'installation [6].

La circulation naturelle par thermosiphon d'eau résulte la différence entre la densité de l'eau contenue dans l'absorbeur et celle dans le ballon (figure 1.1).

$$\Delta P(m) = g.H.(\rho_1 - \rho_2) \quad (1.1)$$

ΔP :pression motrice due au phénomène de thermosiphon (Pa) ou (mmCE)

Table 1.1: Variation de la masse volumique en fonction de la température

Température (°C)	10	20	30	40	50	80
Masse volumique de l'eau(kg/m ³)	999,73	998,23	995,67	992,2	988,1	971,8

g : la gravité = 9,81 (m/s²)

H : différence de hauteur entre le milieu du capteur et le milieu du ballon (m).

ρ_1, ρ_2 : masse volumique de l'eau en fonction de sa température (Kg/m³).

La relation pression-débit $\Delta p(m)$ est fortement influencée naturellement, par la section et la longueur des canalisations, la rugosité des parois, la progressivité des changements de section, le rayon de courbure des coudes, etc.

Les sections de passage et la hauteur doivent être dimensionnées assez largement pour obtenir le débit voulu. Il va sans dire que le circuit doit être agencé pour pouvoir éliminer lui-même les bulles et les poches d'air.

Le tableau(1.1) donne la masse volumique de l'eau en fonction de la température.

Le circuit d'eau du chauffe-eau solaire doit être réalisé sans contre pente et de façon à avoir une circulation d'eau sans pertes de charge importantes.

Lorsque le ballon de stockage de l'ECS se situe séparément et au dessus des capteurs, le chauffe-eau à convection naturelle (" thermosiphon ") peut être installé. Comme dans le chauffe-eau solaire monobloc, c'est la variation de température obtenue par l'échauffement qui entraîne la mise en mouvement du liquide, alors transféré jusqu'au ballon.

Le dimensionnement de ce type d'installation doit être effectué de manière à réduire au maximum les pertes de charges dans le circuit. La mise en circulation du fluide s'effectue en général pour des différences de température (capteur/ballon) de 15°C. Les performances de ce procédé sont relativement réduites en hiver, à cause des fortes déperditions et du faible



Figure 1.1: Chauffe-eau solaire fonctionnant en thermosiphon

rendement.

L'utilisation du thermosiphon correspond en général à des installations de taille modeste (chauffe-eau solaire individuel de quelques m^2).

1.3.2 Le chauffe-eau solaire à éléments séparés

Les chauffe-eau à éléments séparés ont l'avantage de s'adapter à la plupart des situations. Les capteurs peuvent s'intégrer dans l'architecture du bâtiment, le ballon peut se placer n'importe où dans l'habitation. L'énergie d'appoint peut être intégrée dans le ballon solaire tout comme en aval de celui-ci.

Ces systèmes possèdent une régulation qui enclenche le circulateur dès que l'énergie solaire est disponible, ce qui permet des performances supérieures aux systèmes en thermosiphon.

La taille de ces chauffe-eau solaires va de quelques mètres carrés pour les installations individuelles à plusieurs centaines de m² pour la production d'eau chaude solaire collective. (figure 1.2).

Le dimensionnement de l'installation dépend en grande partie des besoins de l'utilisateur. Il est inutile de surdimensionner la surface de capteurs si l'on utilise peu d'eau chaude, il y aura du gaspillage d'énergie pendant l'été.

On compte en moyenne, pour une famille de 4 personnes, 3 à 5 m² de capteurs pour un volume de stockage de 200 à 300 litres.

1.3.3 Les systèmes chauffe-eau solaires directs

Ces systèmes consistent à faire circuler directement l'eau chaude sanitaire dans l'absorbeur du capteur, ce mode de fonctionnement est possible lorsque:

- * Les capteurs sont conçus pour résister à la corrosion, à l'entartrage et au gel.
- * L'eau chaude sanitaire n'est pas trop agressive et calcaire.

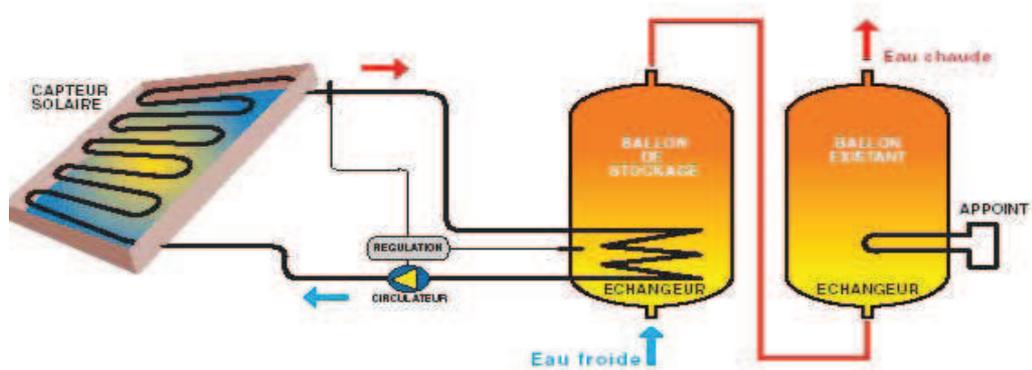


Figure 1.2: Chauffe-eau solaire à élément séparés

* Les risques de gel sont faibles (région au climat doux non rigoureux).

1.3.4 Les chauffe-eau solaires monoblocs.

Fonctionnement :

Ces systèmes sont des ensembles " capteur + ballon " simples et complets qui fonctionnent de manière autonome (figure1.3).

Le fluide est échauffé lorsque l'ensoleillement est suffisant. La variation de température obtenue par cet échauffement entraîne la mise en mouvement du liquide, qui est transféré jusqu'au stock situé juste au dessus du capteur. La position du ballon ne permet pas d'intégrer une source d'énergie d'appoint dans ce système (elle devra, si nécessaire, se trouver en aval du monobloc). La grande simplicité du système le rend fiable dans la durée, et diminue son coût d'investissement. Le coût de fonctionnement est nul.



Figure 1.3: Les chauffe-eau solaires monobloc

Leur utilisation est adaptée aux pays chauds, afin d'éviter les risques de gel. La dimension modeste du monobloc limite sa production à un usage modeste (chauffe-eau solaire individuel de quelques m^2).

1.3.5 L'appoint d'énergie

Une installation de production d'eau chaude sanitaire ne peut pas se concevoir sans un appoint calorifique dont la puissance doit être définie pour assurer la totalité des besoins en eau chaude cet appoint peut être assuré par deux façons différentes :

Production instantanée d'énergie d'appoint

Il suffit de placer en série, un générateur instantané dont la puissance et la régulation seront afin d'obtenir le juste niveau de température désiré (figure 1.4).

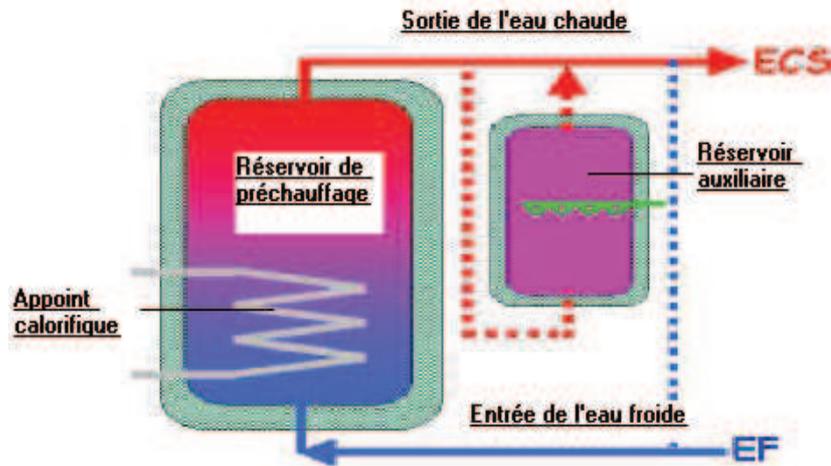


Figure 1.4: Système d'appoint instantané en série

Cette fonction n'est pas toujours possible avec les chauffe-eau à gaz, sauf ceux à puissance modulable thermostatée.

Production d'énergie d'appoint par système d'accumulation

Ce système revient à mettre en place à l'aval du ballon solaire un deuxième réservoir d'énergie où sa température sera supérieure à celle de l'eau désirée. La régulation de la température de l'eau chaude sera assurée par une vanne thermostatique qui assure le passage direct de l'eau du ballon solaire dès que celle-ci est au niveau désiré et modulera le débit d'eau passant le ballon d'appoint (figure 1.5).

1.3.6 Régulation circulateur-capteur

La circulation d'eau entre les capteurs et le ballon est assurée par un circulateur commandé par un régulateur différentiel de température qui compare la température

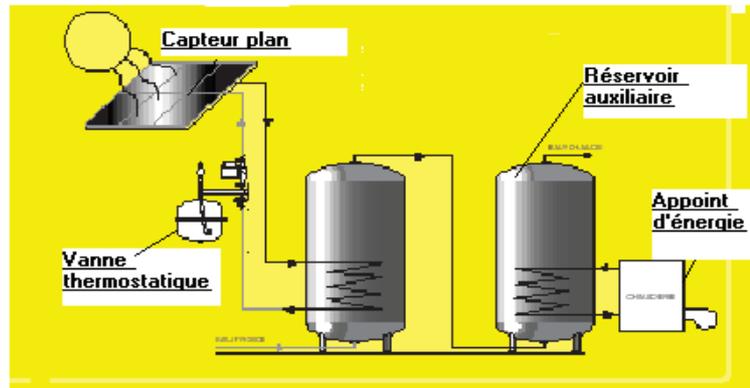


Figure 1.5: Système d'appoint à accumulation

de l'eau dans les capteurs à celle de l'eau dans le ballon.

Dès que la différence de température est positive, le circulateur est mis en marche afin d'assurer le transfert de chaleur. Cependant, afin d'éviter une circulation sans appoint d'énergie, on attend qu'il y'ait une différence positive de 4 à 10°C (différence de marche), de même l'arrêt du circulateur a lieu dès que l'écart de température positif est de 2 °C à 3 °C inférieur au différentiel de marche.

Parmi les systèmes sus-cités, nous avons choisi à étudier le système de chauffe-eau solaire monobloc à circulation naturelle (thermosiphon) pour les avantages suivant:

- C'est un système efficace qui permet d'assurer la production de l'eau chaude sanitaire avec un faible coût d'installation.

- Sa grande simplicité, et sa fiabilité.

- Sa bonne adaptation pour les installations de taille modeste (CES individuel)

de taille quelques m^2).

-Pas de perte de température si ce n'est celui résultant du réglage volontaire du différentiel de régulation.

Chapter 2

CONVERSION

THERMOSOLAIRE ET BILAN

ENERGETIQUE

2.1 Insolateur thermique

Le capteur plan (insolateur thermique) est un appareil constitué d'un absorbeur surmonté d'une ou plusieurs vitres et bien isolé sur les parties non réceptrices. Il est destiné à transformer l'énergie apportée par le rayonnement solaire en énergie calorifique utilisable par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur à différents niveaux de température (niveau d'énergie).

Un convertisseur héliothermique (capteur plan) (figure 2.1) comprend principalement un absorbeur, muni d'une insolation thermique appropriée. Un capteur solaire

exposé au rayonnement du soleil soit directement (captage direct), soit après concentration ou renforcement. C'est un dispositif destiné à absorber ce rayonnement incident et à transmettre la chaleur ainsi produite à un fluide caloporteur.

Le rayonnement solaire non concentré est admis dans le capteur à travers une surface qu'on appelle 'ouverture du capteur'. Intuitivement, on peut en déduire que le capteur solaire sera un objet plat et mince pour présenter au soleil la plus grande surface pour un volume (et une masse) donné.

En général, la chaleur produite n'est pas utilisée sur place, c'est à dire qu'elle doit être extraite de l'absorbeur et transportée vers un lieu d'utilisation, généralement via un dispositif de régulation ou d'accumulation.

Le moyen le plus simple consiste à utiliser un fluide que l'on astreint à circuler dans l'absorbeur, où il s'échauffe, et que l'on emmène ensuite vers l'organe d'utilisation où il cède sa chaleur.

2.1.1 Classification des niveaux de températures

Les niveaux de températures nous permettent de classer les applications thermiques de l'énergie solaire comme suit [7]:

* Très basse température 10 °C à 20 °C

* Basse température de 40 °C à 50 °C distinguée pour les applications suiv-

antes:

- Le chauffage de l'eau domestique.
- La climatisation.
- La distillation

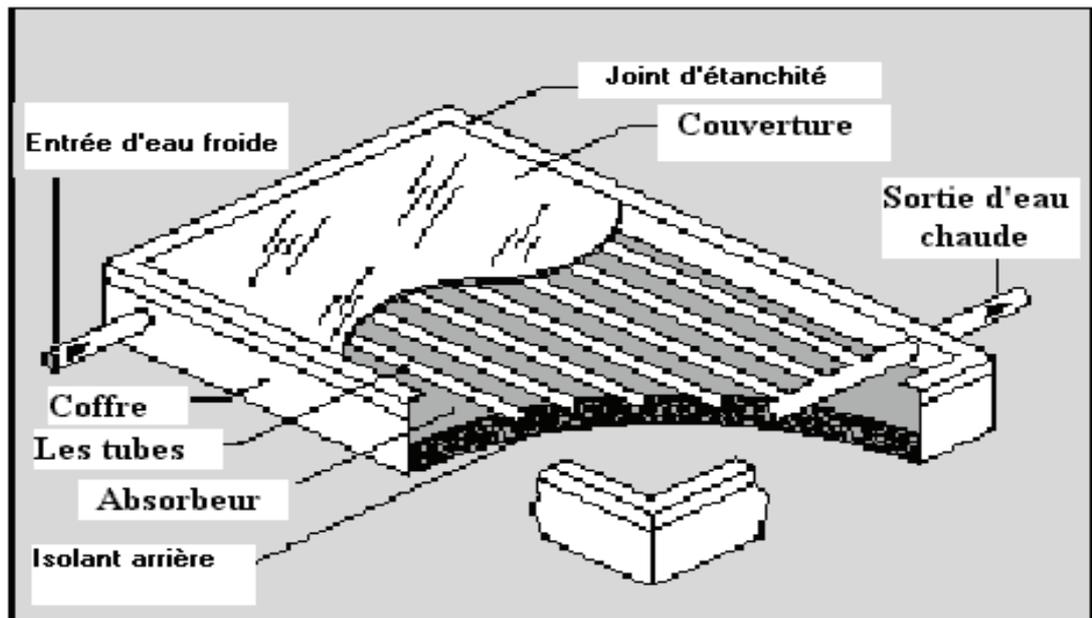


Figure 2.1: Coupe détaillée d'un capteur plan solaire

- Le séchage.
- Moyenne température de 80 °C à 120 °C.
- Haute température de 200 °C à 600 °C.
- Très haute température >600 °C

2.1.2 Paramètres et caractéristiques d'un capteur

Les différents paramètres et caractéristiques à considérer pour le fonctionnement des capteurs solaires suivants sont [4]:

Paramètres externes

On ne citera que les paramètres d'ensoleillement les plus importants qui sont le flux global et la durée d'insolation obtenus par des relevés météorologiques à travers tout le territoire.

Paramètres internes

Paramètres géométriques - Paramètre de position: inclinaison, et orientation du capteur.

- Dimensions des différentes parties du capteur.

Paramètres de fonctionnement - La température d'entrée du fluide caloporteur dans le capteur.

- Le débit du fluide caloporteur.
- La température des différentes parties du capteur.

Les caractéristiques de fonctionnement: Ces caractéristiques nous permettent d'effectuer un choix parmi les différents types des capteurs à savoir:

- La température du fluide soutiré du réservoir (destiné à l'utilisation).
- Le rendement du capteur.
- La puissance thermique du capteur..

2.1.3 Principe de fonctionnement du capteur plan

Le principe de fonctionnement du capteur plan est basé sur l'absorption de la chaleur d'une part, et sur l'effet de serre d'autre part. L'effet de serre consiste à emprisonner l'énergie apportée par le rayonnement solaire avec le minimum de perte, pour cela, on place au dessus d'un absorbeur traité en noir mat dans lequel circule le fluide caloporteur, une couverture transparente au rayonnement solaire et opaque au rayonnement infrarouge, l'énergie captée est ensuite ramènee par le fluide caloporteur [8].

Les températures aux différents noeuds du capteur représentées dans la figure 2.2.

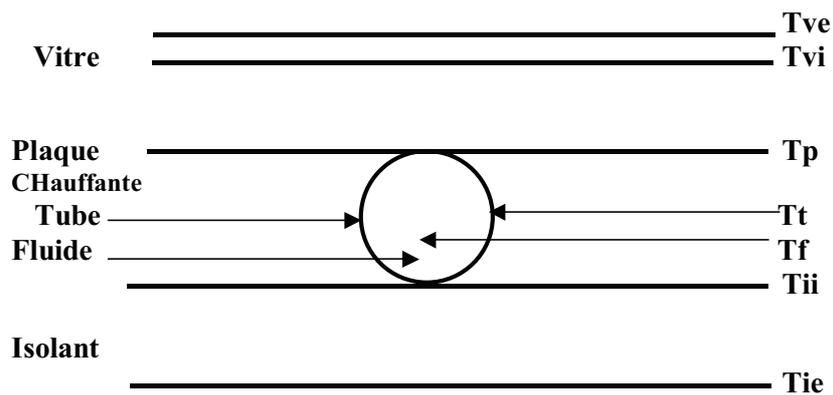


Figure 2.2: Coupe d'un capteur représentant les températures aux différents noeuds

2.1.4 Différents Modes de Fonctionnement D'un Système Capteur-Stockage

Circulation forcée

Elle est assurée par une pompe et se fait à débit réglable.

Circulation naturelle ou à effet thermosiphon

Ce mode de fonctionnement se fait naturellement et sans l'intermédiaire d'une pompe grâce à ce qu'on appelle "l'effet thermosiphon."

2.1.5 Rendement horaire

Le rendement horaire d'un capteur solaire est défini par l'équation suivante:

$$\eta_c = F \cdot (J_{cap} - E_{per}) / J \quad (2.1)$$

F: Facteur de forme du capteur (rapport des surfaces; absorbeur/capteur)

J_{cap} : Puissance captée à l'absorbeur en W/m² elle est égale à:

$$J_{cap} = \zeta \alpha J \quad (2.2)$$

E_{per} : Puissance perdue à l'absorbeur en W/m² (conduction, convection; rayonnement).

$$E_{per} = U \cdot (t_m - t_{air}) \quad (2.3)$$

En posant que:

$$t_m - t_{air} = \Delta t \quad \text{et} \quad F=1$$

Alors:

$$\eta_c = \zeta \alpha - U \cdot \Delta t / J \quad (2.4)$$

ζ : Coefficient de transparence du vitrage.

α : Coefficient d'absorption.

J : Puissance solaire en W/m^2 .

U : Coefficient de transmission globale (de l'eau vers l'air) du capteur en $(\text{W}/\text{m}^2\text{°C})$

t_m : Température moyenne de l'eau dans le capteur en (°C) .

$$t_m = 1/2(t_{in} + t_{out}) \quad (2.5)$$

t_{in} : Température d'eau à l'entrée du capteur en (°C) .

t_{out} : Température de l'eau à la sortie du capteur en (°C) .

Si on considère $\zeta\alpha$ constant, et U constant, η_c peut être exprimé comme fonction linéaire de $\Delta t/J$. De façon empirique η_c peut être obtenu par l'équation suivante:

ante:

$$\eta_c = q/A_c \cdot J \quad (2.6)$$

où:

q : Puissance thermique collectée (W).

A_c : Surface du collecteur (m^2).

J : Puissance solaire (W/m^2).

2.1.6 Rendement journalier

Le rendement journalier, basé sur une insolation intégrée pendant un jour complet, est donnée par la formule suivante:

$$\eta_{cd} = Q_c/A_c \cdot J_T \quad (2.7)$$

Q_c : Energie solaire collectée pendant en jour en MJ/jour.

J_T : Insolation en MJ/m².jour.

2.1.7 Calcul de la surface de collection

Les radiations solaires atteignent la terre après passage dans les couches atmosphériques. Une part de ces radiations est captée par l'atmosphère et est émise

sur la terre. Cette partie constitue le rayonnement diffus. Une autre traverse directement l'atmosphère et constitue le rayonnement direct. L'insolation est mesurée par des stations météorologiques dans chaque région sur un plan horizontal. Les données de l'insolation horizontale sont nécessaires pour le calcul de l'énergie sur une surface orientée dans une certaine configuration. L'insolation atteignant la terre fluctue en fonction des variations astronomiques, géographiques et atmosphériques (saison, temps, heures).

La surface de collection est calculée en prenant en considération les valeurs de l'insolation, le rendement du capteur, la puissance thermique nécessaire, la contribution solaire.. etc pour un calcul exact de l'énergie collectée par jour, les valeurs horaires de l'insolation doivent être additionnées chaque heure. L'idéal serait de calculer le volume du réservoir de stockage et la surface du capteur en fonction des charges thermiques horaires et journalières demandées. Cependant, ces calculs sont trop longs pour être fait à la main. Une méthode rapide est donc utilisée.

2.1.8 Calcul du volume de stockage pour la production de l'eau sanitaire

Cette méthode de calcul de la surface de collection et du volume de réservoir de stockage est valable quand il n'y a pas de soutirage pendant la période de la collection.

Données:

- Angle d'inclinaison des capteurs: en degré.
- Azimth des capteurs: α .
- Energie nécessaire en eau chaude sanitaire: q_L (MJ/j).
- Elévation de température d'eau chaude stockée t_{up} (°C).
- Température de l'eau du réservoir de stockage au début de l'insolation.

Donc le pourcentage de la contribution solaire est égal à:

$$\sigma_c = (\text{énergie thermique solaire}) / (\text{énergie thermique demandée}).$$

Les pertes thermiques du réservoir et des tuyauteries: η_L .

Facteur d'encrassement du vitrage: η_D .

A partir de ces données on peut calculer de manière simple la surface de collection et le volume total d'eau chauffée.

Calcul de l'insolation corrigée J

$$J = J_{HT} \cdot K \alpha \cdot (1 - \eta_D) \quad (2.8)$$

J_{HT} : Insolation reçue horizontale.

K_γ ; Facteur correctif pour une surface inclinée d'un angle γ .

$K\alpha$: Facteur correctif pour une surface ayant un azimut α .

Calcul de la surface de collection

On l'obtient en utilisant l'équation suivante:

$$A_c = q_L / Q_c \cdot (1 - \eta_c). \quad (2.9)$$

Volume total d'eau chauffée : $V=v.A_c$

v : représente la quantité d'eau nécessaire demandée et non le volume du réservoir.

Pour la déterminer il faudra tenir compte du volume d'eau de retour au réservoir de stockage et de la dilatation de l'eau.

2.2 Analyse énergétique d'un capteur plan

Le bilan thermique d'un capteur solaire plan s'obtient simplement en écrivant que l'énergie absorbée pendant l'intervalle de temps dt , soit $q_{abs}dt$, se répartit en :

* $q_u dt$: extraite du capteur par le fluide caloporteur.

* $q_p dt$: perdue par le capteur dans l'environnement.

* d_{ec} : l'accroissement de l'énergie e_c emmagasinée dans le capteur.

$$q_{abs} = q_u + q_p + \frac{de_c}{dt} \quad (2.10)$$

Rappelons ici que q_{abs} est relative à l'ensemble des rayonnements solaires parvenant sur le capteur, sous forme directe et sous forme duffusée. Pour faciliter l'analyse de ce bilan, il est commode de distinguer parmi les pertes q_p , celles qui ne dépendent que des qualités du capteur (pertes optiques) et celles qui dépendent, en outre de la température de fonctionnement (pertes thermiques) [9].

2.2.1 Pertes Optiques

Elles interviennent sur le flux de rayonnement incident, avant sa conversion dans l'absorbeur. Elles dépendent, dans le cas qui nous occupe ici, essentiellement de la trans-

mission de la couverture (ζ_c) et d'absorption de la face avant de l'absorbeur (α_a).

On en tient généralement compte globalement à l'aide d'un η_0 qui permet d'exprimer l'énergie effectivement absorbée (et convertie en chaleur), par la face avant de la plaque absorbante.

Le coefficient η_0 appelé parfois "facteur optique", peut être considéré comme une caractéristique de l'appareil et sera utilisé dans les essais comparatifs. L'intérêt sera d'élever η_0 à une valeur aussi voisine que possible de l'unité (figure 2.3).

Dans un appareil courant, tel que celui que nous décrivons, les pertes optiques peuvent être évaluées avec les ordres de grandeurs suivants:

- Réflexion sur la face avant de la vitre :5%.
- Réflexion sur la face arrière :4%
- Réflexion sur la face avant de l'absorbeur :5%.
- Absorption dans la couverture de verre :5 à 6%.

Les trois premières sont pratiquement entièrement négatives dans le bilan global de l'appareil. Par contre, l'énergie absorbée dans la lame de verre participe à l'élévation de la température de la couverture c'est-à-dire à la réduction des échanges absorbeur-couverture.

Ceci n'est pas très rigoureux, car η_0 varie en fait avec l'incidence du rayonnement. On peut négliger cette variation si l'on considère l'appareil en fonctionnement proche de l'optimum, la majeure partie du rayonnement arrivant sous un angle d'incidence relativement faible, on admet, en effet, que η_0 varie peu pour des angles d'incidence 60 degrés.

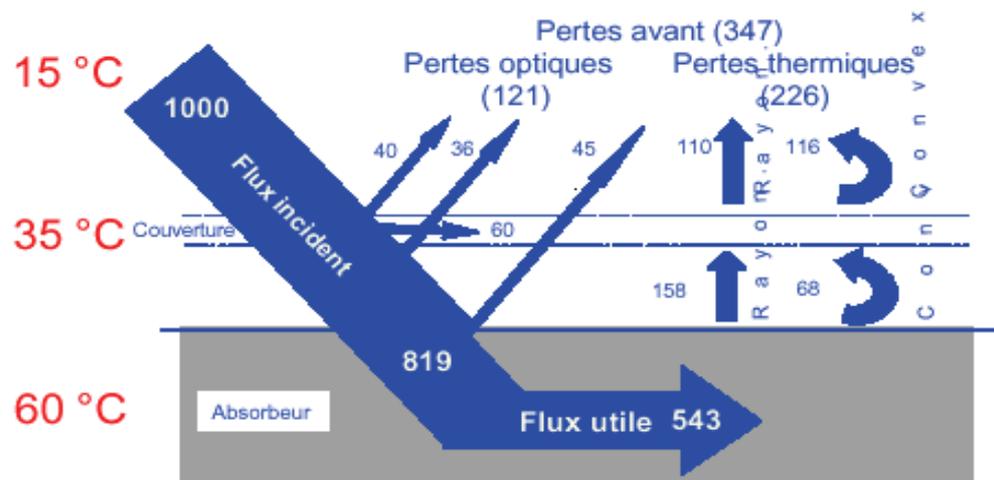


Figure 2.3: Les pertes globales dans un capteur plan solaire

2.2.2 Pertes thermiques

Celles-ci peuvent également être divisées en deux groupes selon qu'elles sont produites au niveau de la surface de captation q_{pav} ou par les faces arrières ou latérales q_{par} . Ces dernières peuvent être isolées classiquement et, théoriquement de manière aussi parfaite que l'on désire. On est limité que par des considérations économiques dans l'épaisseur de l'isolant thermique qui permet de réduire ces pertes à des valeurs très faibles comparative-ment aux pertes thermiques à l'avant du capteur.

Les pertes thermiques sur la vitre sont relativement plus importantes, et sont dues, nous l'avons vu, aux échanges radiatifs et convectifs entre les différents éléments qui sont à des températures différentes. Pour évaluer ces échanges, l'application des lois dont nous disposons pose quelques problèmes que nous évoquons par des remarques à propos des expressions correspondantes.

2.2.3 Echanges radiatifs

Nous savons que l'énergie rayonnée entre deux corps A et B, dépend de la température de ceux-ci, cette température intervient à la puissance quatre. S'il s'agit de corps noirs, on peut écrire que l'échange correspond à la différence des émittances des deux corps.

soit:

$$\phi_{A,B} = \sigma T_A^4 - \sigma T_B^4 = \sigma(T_A^4 - T_B^4) \quad (2.11)$$

S'il s'agit de corps gris, de même émissivité ϵ , on peut écrire que:

$$\phi_{A,B} = \epsilon\sigma T_A^4 - \epsilon\sigma T_B^4 \quad (2.12)$$

S'il s'agit de corps gris, mais dont l'émissivité est différente $\epsilon_A \neq \epsilon_B$ l'expression est plus complexe.

En outre, on suppose ici que la totalité des énergies émises par l'un des corps est récupérée par l'autre, il faut tenir compte du facteur de forme des corps qui vient modifier les conséquences de cet échange. Dans le cas de deux plans parallèles, de dimensions infinies, le calcul conduit à l'expression suivante :

$$\phi_{A,B} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_A} + \frac{1}{\epsilon_B}} \sigma(T_A^4 - T_B^4) \quad (2.13)$$

Pratiquement on utilise cette formule pour les transferts radiatifs entre les différents plans de l'appareil (face avant de l'absorbeur, couverture et la voûte céleste).

2.2.4 Echanges convectifs

Les mouvements d'air, dûs aux températures des différents éléments d'une part, et aussi aux conséquences du vent, d'autre part, interviennent pour engendrer des transferts convectifs. Les lois qui régissent ceux-ci donnent lieu à des expressions beaucoup moins rigoureuses que celles des échanges radiatifs : on utilise des paramètres dont les valeurs sont empiriques et souvent discutées.

Le plus souvent, on utilise une formule de la forme :

$$\phi_{A,B} = h(T_A - T_B)^n \quad (2.14)$$

avec:

h : coefficient de transfert par conduction- convection.

En atmosphère libre, h dépend évidemment de l'agitation de l'air extérieur, on se trouve alors face à un régime de "convection forcée".

Pratiquement, on a coutume de prendre $n = 1$ et:

$$h_f = 7,5 + 4v \quad \text{pour } 0 < v < 4 \text{ m.s}^{-1}.$$

$$h_f = 7,3v^{0,8} \quad \text{pour } 4 < v < 40 \text{ m.s}^{-1}.$$

On met h_f dans le cas de convection forcée.

En atmosphère confinée, h_l dépend : de la température moyenne de l'air, des dimensions relatives et absolues du volume d'air, de la forme et de l'inclinaison de celui-ci, de l'état des surfaces mises en jeu, des températures des surfaces..etc. On se trouve en "convection naturelle".

Compte tenu des hypothèses faites lors des remarques précédentes, si l'on reste

dans les conditions moyennes de température qui sont généralement celles des capteurs (convertisseurs héliothermiques) plans, on peut utiliser des formules générales du type:

$$\phi = h_l(T_a - T_v)^n \quad (2.15)$$

avec une concordance relativement bonne, vis-à-vis des résultats observés. En particulier si la différence entre plans (convertisseur et absorbeur) est de l'ordre de 4 cm, la différence de température $T_a - T_v$ variant entre 10 et 50 °C, avec une température de fonctionnement voisine de 60 °C, on prend les coefficients suivants:

* Pour deux plans parallèles verticaux: $n=1,35 \rightarrow h_l = 0,75$.

* Pour deux plans inclinés à 45° : $n = 1,30 \rightarrow h_l = 1,05$.

* Pour deux plans horizontaux: $n = 1,28 \rightarrow h_l = 1,40$.

(On suppose pour ces deux derniers cas que le plan le plus chaud est au dessous de l'autre.)

On en arrive donc à utiliser pour les transferts convectifs une expression de la forme précédente pour évaluer la totalité des transferts entre les différents éléments. On doit faire ici une remarque importante:

* On ajoute les transferts radiatifs et convectifs sans préjuger de leurs interactions propres.

Cela peut être admis, compte tenu des conditions et remarques précédentes et compte tenue également du traitement que l'on va utiliser pour évaluer le bilan de l'appareil considéré à partir des expressions obtenues. Ce traitement va consister en:

* L'évaluation du bilan de l'absorbeur.

* L'évaluation du bilan de la couverture.

* L'égalisation des expressions obtenues en l'un et l'autre cas (qui peut être faite en régime permanent ou en négligeant l'inertie thermique de la couverture).

On pourra ainsi écrire:

Entre l'absorbeur et la couverture

$$\phi_{av} = \phi_{avc} + \phi_{avr} \quad (2.16)$$

$$\phi_{av} = h_l(T_{ab} - T_v)^n + \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \sigma(T_a^4 - T_v) \quad (2.17)$$

T_{ab} et T_v étant les températures absolues, respectivement de l'absorbeur et la couverture.

ε_a et ε_c étant les émissivités, respectivement de l'absorbeur et la couverture(pour les températures considérées).

h_l et n les coefficients d'échange par convection et paramètres tels que définis ci-dessus.

ϕ_{av} :total des pertes thermiques vers l'avant du l'absorbeur (W/m²).

ϕ_{avc} : partie de ces pertes dues à la convection (W/m²).

ϕ_{avr} : partie de ces pertes dues au rayonnement (W/m²).

Entre la couverture et l'environnement

$$\phi_{av} = \phi_{avc} + \phi_{avr} \quad (2.18)$$

$$\phi_{av} = \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_v^4 - T_c^4) + h_f \cdot (T_v - T_e)^n \quad (2.19)$$

T_c : étant la température équivalente de la voûte céleste(K).

T_a : étant la température de l'air ambiant(K).

h_f : le coefficient d'échange par convection forcée(W/m²K).

2.3 Rendement

La vitalité d'une installation solaire dépend de ses performances, de sa longévité et de son prix. Les performances d'un capteur sont fonction des paramètres propres au capteur qui sont: dimension, débit, température maximum d'utilisation, nature du matériau, rendement. Ce dernier paramètre joue un rôle primordial compte tenu, entre autres, du niveau de température à atteindre et des variations du rayonnement solaire en un point. Le rendement du capteur est défini par la relation suivante:

$$\text{Rendement d'un capteur} = \frac{\text{Energie fournie au fluide caloporteur}}{\text{Energie reçue sur la surface du capteur}} \quad (2.20)$$

Les rendements des différents capteurs sont donnés généralement sous forme de diagrammes, en fonction de températures d'entrée et de sortie et de la densité du fluide caloporteur.

Plus le débit du fluide caloporteur est grand, moins l'absorbeur a le temps de monter en température (les pertes sont donc moins élevées) et vice versa (d'après Fiche GRET n°: 468) [10].

Le rendement d'un capteur peut varier dans une très large fourchette, en fonction de nombreux paramètres. L'analyse de ce rendement est importante, car plus le rendement est élevé, moins il faut de surface de capteurs (et donc investissements) pour obtenir une énergie utile donnée(KWh).

On peut admettre aussi que le rendement n'a évidemment de valeur que dans des conditions précises, et ne peut caractériser l'appareil de manière absolue (puisque'il dépend non seulement de l'appareil lui-même, mais aussi des conditions d'emploi). Il permet pourtant de faire une remarque très importante quant à l'emploi des insolateurs.

On peut aussi calculer par la suite, à partir de la relation suivante la valeur de η pour obtenir une courbe des variations de $\eta = f(q_u)$.

On peut définir le paramètre x , une valeur de normalisation, comme étant le rapport entre la différence de température à l'intérieur et à l'extérieur de l'installation, et le rayonnement solaire incident (G_t), comme exprimé dans l'équation suivante :

$$x = \frac{T_f - T_e}{G_t} \quad (2.21)$$

Rappelons la définition du rendement instantané du capteur :

$$\eta = \frac{q_u}{G_t A_c} \quad (2.22)$$

où A_c est la surface du capteur et G_t l'éclairement solaire incident.

On utilise également le rendement moyen $\bar{\eta}_m$ sur une période t_0 définie par:

$$\int_t^{t_0} q_u dt = \bar{\eta}_m \int_t^{t_0} G_t A_c dt \quad (2.23)$$

Le rendement optique η_0 est :

$$\eta_0 = \frac{q_{abs}}{G_t A_c} \quad (2.24)$$

D'autre part le rendement optique est donné par:

$$\eta_0 = \zeta_c \cdot \alpha_a \quad (2.25)$$

où ζ_c et α_a sont respectivement les coefficients de transmission de la vitre et d'absorption de l'absorbeur pour le rayonnement solaire.

2.3.1 Calcul du rendement du réservoir

Le rendement instantané du réservoir est la quantité d'énergie stockée entre deux instant divisée par le flux incident collecté par le capteur entre ces mêmes instants.

L'énergie stockée par le réservoir dans cet intervalle de temps est :

$$W_s = \sum_{j=1}^n M_j C_p j (T_m^{n+1} - T_m^n) \quad (2.26)$$

Le flux incident collecté par le capteur:

$$Q_c = A_c \cdot I_c \cdot \Delta t \quad (2.27)$$

avec:

A_c : La surface du capteur (m²)

I_c : Le flux solaire incident (W/m²)

Δt : Intervalle de temps (s).

La performance totale du système peut être obtenue en considérant son rendement moyen déterminé à partir de l'expression suivante:

$$\eta = \frac{MCp \int \Delta t_m . dt}{Ac \int I_c . dt} \quad (2.28)$$

avec:

$$MCp = \sum_{j=1}^n M_j C_{pj}: \text{Capacité calorifique du système}$$

Cette expression représente la quantité:

$$\eta = \frac{\text{L'accroissement de l'énergie interne de l'eau stockée pendant } dt}{\text{L'énergie solaire incident sur le capteur pendant } dt}$$

Chapter 3

ETUDE THEORIQUE D'UN SYSTEME DE THERMOCIRCULATION

3.1 Introduction

Les premiers travaux sur l'analyse de la thermocirculation dans un chauffe-eau solaire sont attribués à Close [1].

Plusieurs autres publications ont suivi celle de Close mais elles étaient toutes basées sur la formulation originale de Close. Cette dernière est de loin la découverte la plus importante et la plus économique utilisée pour le chauffage de l'eau à des fins domestiques, une découverte qui reste très mal exploitée dans notre pays, considéré comme étant un pays riche en énergie solaire.

Pour déterminer le débit, dû à l'action du thermosiphon produit par le chauffage de l'eau dans le collecteur et par conséquent la convection normale, il est nécessaire de considérer la densité instantanée à divers points du circuit d'écoulement. A la fin du calcul, on le suppose que la distribution de densité de collecteur et de réservoir est linéaire et que les pertes dans la tuyauterie sont négligeables par rapport au chauffage dans le collecteur.

3.2 Etude hydraulique

3.2.1 Etude de la circulation du fluide caloporteur à travers le système à thermosiphon:

On sait que la thermocirculation se fait par différence de densité du fluide entre le côté froid et le côté chaud du système. Cette densité peut être évaluée en fonction de la température du fluide comme suit:

$$\rho(T) = AT^2 + BT + C \quad (3.1)$$

La variation de la densité tout au long du système a été supposée linéaire, cependant la partie non linéaire a été introduite par Zirrin [11].

3.2.2 La hauteur de charge du thermosiphon

La hauteur de charge motrice du thermosiphon a été évaluée par la différence entre la hauteur de pression dans les conduites ascendantes et descendantes.

En référence aux points A,B,C et D montrés ci-dessous, on part du point A pour la canalisation descendante passant par B et le point d'arrivée C, et pour la canalisation

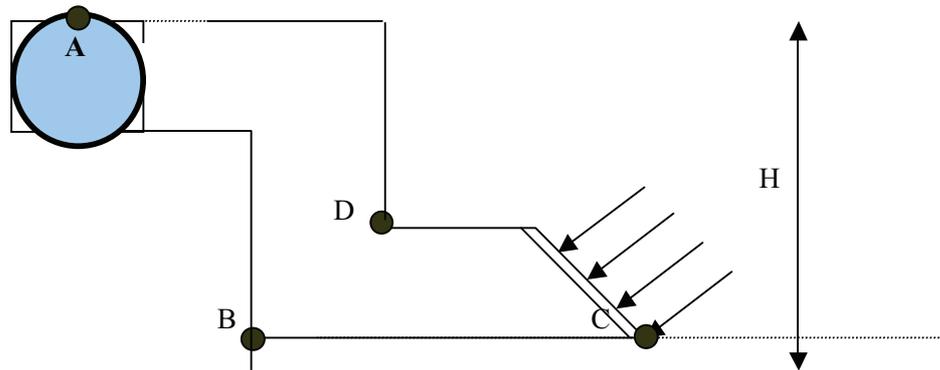


Figure 3.1: La hauteur de charge d'un système de thermosiphon

ascendante on part du point C passant par D jusqu'au point A qui représente le point de sortie du circuit (figure 3.1).

3.2.3 Pertes de charge

Il y a deux types de pertes de charge.

Pertes de charges linéaires:

Dans une conduite de section circulaire, le perte de charge Δp s'exprime par la relation suivante[4]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \frac{(f \cdot L/D) v^2}{g} \quad (3.2)$$

Δp : Perte de charge exprimée en hauteur de fluide (m).

v : La vitesse moyenne du fluide dans la conduite (m/s).

L : Longueur de la conduite (m).

D : Diamètre de la conduite (m).

f : Coefficient adimensionnel de perte de charge, c'est une fonction du nombre de Reynolds et de l'état de la surface intérieure de la conduite.

En régime laminaire ($Re < 2000$).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.3)$$

où Re est le nombre de Reynolds avec:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (3.4)$$

V : est la vitesse du fluide (m/s).

D : Le diamètre hydraulique (m).

ν : Le coefficient de viscosité cinématique (m^2/s)

-En régime transitoire ($2000 < Re < 100000$)

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (3.5)$$

En régime turbulent ($Re > 100000$)

Le coefficient addimensionnel de perte de charge est donné par la relation

$$\frac{1}{\sqrt[2]{f}} = 2 \log_{10}(Re \sqrt{f}) - 0,8 \quad (3.6)$$

Pertes de charges singulières

Un accident de parcours (élargissement ou rétrécissement brusque dans une conduite, coudes, ..etc...) peut causer une perte de charge singulière que l'on écrit sous la forme

(Relation de Poiseuille).

$$\Delta p = \frac{kf \cdot V^2}{2g} \quad (3.7)$$

où: kf : est le coefficient de perte de charge singulière, que l'on peut écrire comme:

$$kf = fs + fe \quad (3.8)$$

Dans le cas d'un échangeur hélicoidal comprenant des spires, donc possédant des coudes, alors la veine du fluide tendra à se dissocier et les pertes de charges seront faibles.

Le coefficient des pertes singulières fs dépend de la forme géométrique de l'échangeur. Pour calculer ce coefficient dans le cas d'une conduite helicoidale, on peut employer une formule empirique due à Weisbch [12].

$$f_s = \left[0,13 \left(\frac{\alpha}{90} \right) + 1,85 \left(\frac{d}{2R} \right)^{3,5} \right] \cdot N \quad (3.9)$$

Avec:

α : Angle de courbure exprimé en degré.

R : Rayon de courbure du tube (m).

N : Nombre de spires.

d : Diamètre de la conduite (m).

Le coefficient du perte de charge singulières fe dépend de l'élargissement ou du rétrécissement brusque de la conduite, il s'écrit:

$$f_e = f_{ee} + f_{es} \quad (3.10)$$

avec:

f_{ee} : Coefficient de pertes de charge singulière à l'entrée de l'échangeur, pour un élargissement brusque:

$$f_{ee} = \left(1 - \frac{s_e}{s_r}\right)^2 \quad (3.11)$$

s_e : Section de l'échangeur (m²)

s_r : Section de la conduite liée au réservoir.

f_{es} : Coefficient de perte de charge singulière à la sortie de l'échangeur, pour un rétrécissement brusque. donné par :

$$f_{es} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{s_1}{s_2}\right) \quad (3.12)$$

s_1 et s_2 désignent respectivement les sections de la conduite en amont et en aval de l'accident.

3.2.4 Calcul du débit massique

La différence de pression ΔP nécessaire pour assurer le débit m est fournie par l'accélération de la pesanteur g agissant sur la différence de la masse volumique entre le fluide froid de la canalisation descendante et le fluide chaud de la canalisation montante. Cette différence de pression s'écrit pour la hauteur de la canalisation comme suit.

$$\Delta P(Pa) = (\rho_f - \rho_{ch}) \cdot g \cdot h \quad (3.13)$$

avec:

ρ_f : La densité de fluide froid (kg/m^3).

ρ_{ch} : Densité de fluide chaud (kg/m^3).

g : Accélération du pesanteur (m/s^2).

h : la hauteur (m).

La relation (3.7) est influencée naturellement par:

- La section de la canalisation .
- Sa longueur et la rugosité des parois.
- La progressivité des changements des sections.

On peut calculer le débit massique, en utilisant les relations de pertes de charges linéaires et singulière(3.7),(3.13). Selon le régime de l'écoulement on peut distinguer trois cas différents:

Régime laminaire

En utilisant les relations (3.7),(3.13), on trouve l'expression du débit donnée par l'équation:

$$(\rho_f - \rho_{ch}).g.h = \frac{128 v L}{\pi.D^4}m + \frac{8.f_s}{\rho.\pi^2.D^4}m^2 \quad (3.14)$$

Régime transitoire

La relation permettant de calculer le débit après utilisation des équations (3.5), (3.7), (3.13) s'écrit:

$$(\rho_f - \rho_{ch}).g.h = 0,241\left(\frac{v}{\rho}\right)^{0,25}\left(\frac{L}{D}\right)^{1,7}.m^{1,7} + 2,54f_s\left(\frac{m^2}{\rho}\right) \quad (3.15)$$

Régime turbulent

On résoud les équations (3.7), (3.13) par la méthode d'approximations successives. Partant d'une valeur initiale f_0 , on calcule le second membre de l'égalité, puis la valeur de f_s que l'on compare à la valeur initiale, on réitère les calculs jusqu'à ce que l'écart entre les deux valeurs successives de f soit suffisamment petit.

Dans une circulation en thermosiphon le nombre de Reynolds dépasse très rarement la valeur de 2000 [13]. Donc l'écoulement est le plus souvent en régime laminaire, d'où la relation (3.14) correspondant pour déterminer le débit massique (m) dans un système fonctionnant en thermosiphon.

3.3 Etude thermique

3.3.1 Calcul du coefficient d'échange thermique

Echanges par convection naturelle d'un cylindre

Les formules utilisées pour le calcul du coefficient d'échange par convection pour deux plans parallèles verticaux, peuvent être utilisées avec une bonne approximation dans le cas d'un cylindre; dans ce cas ce coefficient aura la forme [14].

$$K_V = \left[\frac{D_1}{D_3 \cdot h_{in}} + D_1 \ln\left(\frac{D_1}{D_2}\right) / (2\lambda_{zn}) + D_2 \ln\left(\frac{D_2}{D_3}\right) / (2\lambda_{is}) + \frac{1}{h_{ex}} \right]^{-1} \quad (3.16)$$

avec

h_{in} : Coefficient d'échange thermique à l'intérieur du cylindre.

h_{ex} : Coefficient d'échange thermique à l'extérieur du cylindre.

D_1 et D_2 : Diamètres intérieur et extérieur de la cuve de stockage.

sans insolation, D_3 le diamètre extérieur de la cuve avec isolation.

λ_{zn} et λ_{is} : Conductivités thermiques du zinc et de l'isolant.

· Le calcul du coefficient à l'intérieur s'obtient à partir des relations:

$$Nu = \frac{h_{in} D_1}{\lambda_{eau}} \quad (3.17)$$

Nu : est le nombre de Nusselt (adimensionnel).

Il est donné par la relation expérimentale suivante:

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n \quad (3.18)$$

où:

c, n sont des constantes.

λ_{eau} : Conductivité thermique à la température T_j .

· Cas d'un régime laminaire: ($Gr \cdot Pr < 10^9$).

$$c = 0,59$$

$$n = 0,25$$

· Cas d'un régime turbulent: ($Gr \cdot Pr > 10^9$).

$$c = 0,13$$

$$n = 0,33$$

avec:

Nombre de Prandtl:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda_{eau}} \quad (3.19)$$

Nombre de Grashoff:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D_1^3}{\nu^2} \quad (3.20)$$

h_{in} : Coefficient de transfert thermique interne (W/m².k).

μ : Coefficient de viscosité dynamique(kg/ms).

c_p : Chaleur massique à pression constante (J/kg.°C).

ν : Coefficient de viscosité cinématique (m²/s).

g : Accélération de la pesanteur (m/s²).

-Le coefficient de dilatation thermique donnée par:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (3.21)$$

ΔT : écart de température entre le fluide (K).

Calcul du coefficient d'échange thermique à l'extérieur

Le coefficient de trans-

mission superficiel extérieur h_{ex} englobe aussi bien la chaleur cédée par convection que celle cédée par rayonnement. Vu la faible proportion de la résistance calorifique superficielle dans la résistance calorifique totale (environ 5%) et les incertitudes existantes dans l'estimation de la température ambiante, il est suffisant même pour des calculs précis de déterminer h_{ex} par la formule approchée suivante donnée par [7].

$$h_{ex} = 8,1 - 0,045\Delta T \quad (3.22)$$

ΔT : Différence entre la température de la paroi et la température ambiante.

Echanges par convection naturelle d'une conduite:

Le fluide caloporteur circule dans des conduites cylindriques, l'échange de chaleur entre ce fluide et l'eau du réservoir s'effectue par convection. Pour étudier l'échange thermique, on suppose que la température de la paroi est de la forme:

$$T_p = \left(\frac{T_j + T_c}{2} \right) \quad (3.23)$$

T_p : la moyenne entre la température du fluide caloporteur et la température de l'eau du réservoir.

Ce transfert de chaleur peut être décomposé en trois parties distinctes:

- convection forcée entre le fluide caloporteur (fluide chaud) et la paroi .
- conduction à travers la paroi.
- convection forcée entre la paroi et l'eau du réservoir(fluide froid).

Le coefficient global se compose alors de trois termes et s'écrit ainsi:

$$Kc = \left[\frac{d_1}{(d_2 \cdot h_{in})} + d_1 \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right) / 2\lambda_{cu} + \frac{1}{h_{ex}} \right]^{-1} \quad (3.24)$$

avec:

h_{in} : Le coefficient d'échange à l'intérieur de la conduite, et h_{ex} le coefficient d'échange à l'extérieur.

d_1 et d_2 les diamètres intérieur et extérieur de la conduite.

λ_{cu} : est la conductivité thermique du cuivre.

Calcul du coefficient d'échange à l'intérieur h_{in} Ce coefficient dépend de la forme de la conduite, la nature de fluide caloporteur, le régime d'écoulement....

On a pris les formules les plus proches(Brown et Thomas) pour le calcul de Nusselt.

Ce coefficient dépend de la forme de la conduite.

Dans le cas d'un écoulement laminaire: ($Re < 2100$).

· Pour $Gz < 100$ on a:

(Haussen)[14].

$$Nu = 3,66 + \frac{0,085Gz}{1 + 0,047Gz^{0,66}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (3.25)$$

· Pour $Gz > 100$

(Sieder-Tate)

$$Nu = 1,86Gz^{0,33} + \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0,14} + 0,87(1 + 0,15Gz^{0,33}) \quad (3.26)$$

Dans la zone de transition: ($2100 < Re < 10000$)

(Haussen)

$$Nu = 0,116(Re^{0,66} - 125) \cdot Pr^{0,33} \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{0,66}\right] \left[\frac{\mu_f}{\mu_p}\right]^{0,14} \quad (3.27)$$

Dans le cas d'un écoulement turbulent ($Re > 10000$) et $L/d > 60$.

(Sieder-Tate) [15].

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0,14} \quad (3.28)$$

où:

μ_f : Viscosité dynamique de l'eau à la température considérée.

μ_p : Viscosité dynamique de l'eau à la température T_p de la paroi.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (3.29)$$

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{L} \quad (3.30)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.31)$$

tels que:

Re: Nombre de Reynolds.

Gz: Nombre de Graetz.

St: Nombre de Stanton.

ρ : Masse volumique (Kg/m³).

V : Vitesse moyenne (m/s).

d : Diamètre de la conduite (m).

μ : Viscosité dynamique (Kg/m.s).

ν : Viscosité cinématique de fluide (m²/s).

L : La longueur de la conduite (m).

Calcul du coefficient d'échange extérieur h_{ex} On a envisagé deux cas possibles, suivant le régime de la convection dans le réservoir de stockage, dans ce type de problème, les corrélations expérimentales aboutissent à des relations de la forme :

$$Nu = c(Gr.Pr)^n \quad (3.32)$$

· Régime laminaire ($10^4 < Gr.Pr < 10^9$)

$$c = 0,47 \quad (3.33)$$

$$n = 0,33 \quad (3.34)$$

· Régime turbulent: ($Gr.Pr > 10^9$).

$$c = 0,1 \quad (3.35)$$

$$n = 0,33 \quad (3.36)$$

3.3.2 Cuve de stockage

La cuve de stockage est un élément indispensable du chauffe-eau solaire. Elle est destinée au stockage de l'eau chaude sanitaire provenant des capteurs solaires et la restituer selon les besoins d'utilisation. C'est une enceinte cylindrique à simple paroi d'isolation thermique assurée par la mousse polyuréthane.

L'eau réchauffée dans les capteurs solaires, est dirigée vers une cuve de stockage et l'on suppose souvent que sa température est uniforme, ce qui est vrai pour des formes particulières de la cuve. En réalité, il y a presque toujours des couches liquides à des températures différentes. Les équations qui caractérisent la convection forcée et naturelle dans une cuve de stockage sont difficiles à résoudre sans hypothèses simplificatrices [1].

3.3.3 Isolation thermique

Nous avons à réduire le mieux possible les pertes de chaleur de l'insolateur, des tuyauteries et du réservoir en le protégeant par des matériaux mauvais conducteurs de la chaleur [16].

Pour choisir un matériau isolant, nous aurons en outre à considérer:

- Sa masse volumique (il est souvent intéressant d'avoir des matériaux légers).
- Sa température maximum d'utilisation en régime permanent;
- Son comportement en atmosphère humide;
- Sa résistance au feu, aux rongeurs et à la putréfaction;
- Sa stabilité chimique;
- Son prix.

A titre indicatif, voici quelques types des isolants (tableau 3.1).

Table 3.1: différents types d'isolants thermiques.

	Masse volumique (Kg/m ³)	Conductivité thermique (W/m^2K)	Température maximum d'utilisation(°c)
Laine de verre	20 à 70	0,035	Supérieure à 150°C
Laine de roche	80 à 150	0,035	Supérieure à 150°C
Polystyrène expansé obtenu par moulage	15 à 25	0,036 à 0,034	85°C
Polystyrène expansé thermocomprimé	18 à 30	0,036 à 0,031	85°C
Mousse de polyuréthane	30 à 35	0,025	généralement un peu supérieure à 100°C
Mousse de polyuréthane en bombe	25	0,023	100°C ou plus
Liège expansé pur	210	0,037	Supérieure à 100°C

Close[1], propose un modèle numérique simplifié unidimensionnel, où il suppose que la cuve est divisée en sections de températures uniformes, et que l'eau (en provenance des capteurs) qui entre au sommet de la cuve et se place à son niveau de température sans échanges thermiques avec le milieu ambiant du stockage.

3.3.4 Hypothèses simplificatrices de la cuve de stockage

1- La température mesurée au-dessous du capteur est prise égale à la température de l'ambiance.

2- Les différents milieux solides ont une température uniforme dans un plan normal au sens de l'écoulement de chaleur.

3- Le régime d'écoulement turbulent ne se produit pas lorsque la circulation est en thermosiphon.

4- Toutes les tranches sont supposées à des températures uniformes, que l'on dénote par la température moyenne de la tranche T_j , ces hypothèses sont justifiées par les mesures expérimentales.

5- On suppose qu'il n'y a pas de soutirage pendant la période de collection du rayonnement solaire.

6- Le réservoir dans ce système est divisé en un nombre fini des tranches. Chaque tranche représente une portion de paroi du réservoir, et est identifiée par le suffixe ($j=1,2,\dots,n$). La tranche supérieure ($j=1$) contient la portion du sommet du réservoir jusqu'au niveau de connection d'entrée de l'eau; d'une façon similaire la tranche inférieure ($j=n$) contient la portion comprise entre le bas du réservoir et le niveau de connection de sortie de l'eau . Cette manière de division du réservoir est basée sur les données expéri-

mentales, on remarque que la température de l'eau au niveau de la tranche supérieure du réservoir reste uniforme jusqu'à l'entrée de l'eau, ensuite le profil de température est très proche de la linéarité jusqu'au bas du réservoir [17].

7- Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes.

8- Les propriétés physiques de l'eau sont prises à la température de chaque tranche.

9- La masse équivalente de la tranche j est:

$$M_j = M_{jeau}(1 + \alpha) \quad (3.37)$$

αM_{jeau} est la masse équivalente en eau de la paroi de cette tranche.

3.3.5 Calcul de la température moyenne

La température moyenne de la cuve est obtenue à partir de la formule suivante:

$$T_m = \left(\sum_{j=1}^n M_j C_{p_j} T_j \right) / \left(\sum_{j=1}^n M_j C_{p_j} \right) \quad (3.38)$$

avec:

C_{p_j} : La chaleur massique de la tranche j.

M_j : La masse de la tranche j.

3.3.6 Calcul du rendement du réservoir

Le rendement instantané du réservoir est la quantité d'énergie stockée entre deux instant divisée par le flux incident collecté par le capteur entre ces mêmes instants.

L'énergie stockée par le réservoir dans cet intervalle est:

$$W_s = \sum_{j=1}^n M_j C p_j (T_m^{n+1} - T_m^n) \quad (3.39)$$

Le flux solaire incident collecté par le capteur est:

$$Q_c = A_c \cdot I_c \cdot \Delta t \quad (3.40)$$

avec:

A_c : Surface du capteur (m²).

I_c : Flux solaire incident (W/m²).

Δt : Intervalle du temps (s).

La performance totale du système peut être obtenue en considérant son rendement moyen déterminé à partir de l'expression suivante:

$$\eta_r = \frac{M \cdot C p \int \Delta t_m \cdot dt}{A_s \int I_c \cdot dt} \quad (3.41)$$

avec:

$M \cdot C p = \sum_{j=1}^n M_j C p_j$: La capacité calorifique du système.

3.4 Bilan énergétique du réservoir

L'énergie stockée

L'énergie stockée peut être accumulée sous forme de chaleur sensible ou latente dans un milieu solide ou liquide; la chaleur sensible est celle que l'on peut stocker dans un

milieu monophasique, elle est mesurée à l'aide d'un thermomètre, cette quantité peut s'écrire sous la forme:

$$Q_S = M.C_p.\Delta T \quad (3.42)$$

où:

Q_S :Chaleur sensible accumulée.(J).

M : Masse du milieu d'accumulation.(kg).

ΔT : La variation de température de ce milieu. ($^{\circ}\text{C}$).

L'énergie perdue

Les pertes à travers les parois du réservoir peuvent consommer une fraction appréciable de la chaleur accumulée, cette énergie peut s'écrire sous la forme:

$$Q_P = K.S.(T - T_a).t \quad (3.43)$$

où:

Q_P : Chaleur perdue vers le milieu extérieur (J).

K : Coefficient global de transfert thermique (W/m.K).

T : Température du réservoir ($^{\circ}\text{C}$).

T_a : Température de milieu ambiant ($^{\circ}\text{C}$).

t : Le temps, (secondes).

L'énergie captée

L'énergie thermique collectée par le fluide caloporteur qui traverse l'élément avec un débit (m), est liée à l'augmentation de température du fluide par la relation:

$$Q_C = m.C_p.\Delta T.t \quad (3.44)$$

Conduction thermique entre deux tranches en contact

La quantité d'énergie échangée par conduction entre deux tranches à travers leur surface de contact S peut s'écrire sous la forme:

$$Qt = \frac{(\lambda_{12}S)}{D_{12}}(T_1 - T_2).t \quad (3.45)$$

avec:

Qt : Chaleur transformée (J).

λ_{12} : Conductivité thermique équivalente des deux milieux (W/m.K).

D_{12} : La distance entre deux milieux (m).

3.4.1 Modèle mathématique

La simulation mathématique du fonctionnement d'un système de chauffage solaire est assez compliquée et difficilement exploitable directement. En effet, les équations analytiques qui caractérisent le transfert de masse et de chaleur dans le capteur et dans la cuve de stockage sont difficiles à résoudre sans hypothèses simplificatrices.

Le réservoir a été divisé en cinq tranches identiques .

Le bilan thermique de la J^{eme} tranche est représenté selon (figure 3.2).

L'échange de chaleur de la tranche (J):

L'équation thermique de la J^{eme} tranche s'écrit:

$$W_s = W_c - W_p \quad (3.46)$$

Où:

W_s : Puissance stockée (W).

W_c : Puissance captée (W).

W_p : Puissance perdue (W).

L'eau vient du capteur avec une température (T_c) et un débit massique (m) pénétrant dans le réservoir, il vient se loger dans la tranche (J). Selon la valeur de (T_c) deux cas peuvent se présenter :

- $T_j < T_c < T_{j-1}$ alors l'échange thermique se fait.
- Dans les autres cas il n'y a pas d'échange.

Pour tenir compte de ce phénomène, on introduit une fonction de contrôle caractéristique de cette tranche définie comme suit:

$$F_c(j) = 1 \rightarrow \text{Si } T_j < T_c < T_{j-1}$$

$$F_c(j) = 0 \rightarrow \text{Dans les autres cas.}$$

Si l'on a :

$F_c(j) = 1$, alors l'eau provenant du capteur descendra jusqu'à cette tranche, le liquide qui se trouve dans la tranche (j) descendra donc dans la tranche (j+1) et le bilan

thermique d'une tranche (j) quelconque du réservoir se répartit selon le schéma suivant:

La puissance stockée

Elle représente la puissance interne de cette tranche qui s'écrit:

$$W_{s_j} = M_j C_{p_j} \frac{dT_j}{dt} \quad (3.47)$$

où M_j est la masse équivalente en eau de la tranche (j) en (kg) et C_{p_j} la chaleur massique de l'eau dans la tranche (j) exprimée en (J/kg.°C)

La puissance captée

C'est la somme de:

· La puissance provenant du capteur lorsque $F_c(j) = 1$ et elle a la forme suivante :

$$W_{c_1} = m \cdot C_{p_j} (T_c - T_j) F_c(j) \quad (3.48)$$

où m est le débit massique à l'instant (t) et C_{p_j} est la chaleur massique de l'eau dans la tranche (j) à l'instant (t).

· La puissance provenant des tranches supérieures est:

$$W_{c_2} = m \cdot C_{p_j} (T_{j-1} - T_j) \cdot \sum_{k=1}^{j-1} F_c(k) \quad (3.49)$$

· La puissance gagnée de la tranche inférieure (j+1) par conduction:

$$W_{c_3} = \frac{\lambda_j S_j}{e_j} (T_{j+1} - T_j) \quad (3.50)$$

La puissance perdue

- La puissance cédée par conduction à la tranche supérieure (j-1):

$$W_{p1} = \frac{\lambda_j S_j}{e_j} (T_j - T_{j-1}) \quad (3.51)$$

- La puissance cédée à l'espace d'environnement:

$$W_{p3} = K_{v_j} \cdot S_{u_j} (T_j - T_a) \quad (3.52)$$

où:

K_{v_j} : Coefficient de perte globale de la chaleur de la tranche (j) vers le milieu ambiant.

S_{u_j} : Surface latérale de la tranche (j) en (m²).

λ_j : Conductivité thermique de l'eau dans la tranche (W/m.K).

S_j : Surface entre deux tranches(m²).

e_j : Hauteur de la tranche (m).

La figure (3.2) illustre l'écoulement de chaleur à travers la J^{eme} tranche, l'équation de la chaleur s'écrira:

$$W_{s_j} = W_{c1j} + W_{c2j} + W_{c3j} - W_{p1} - W_{p2} \quad (3.53)$$

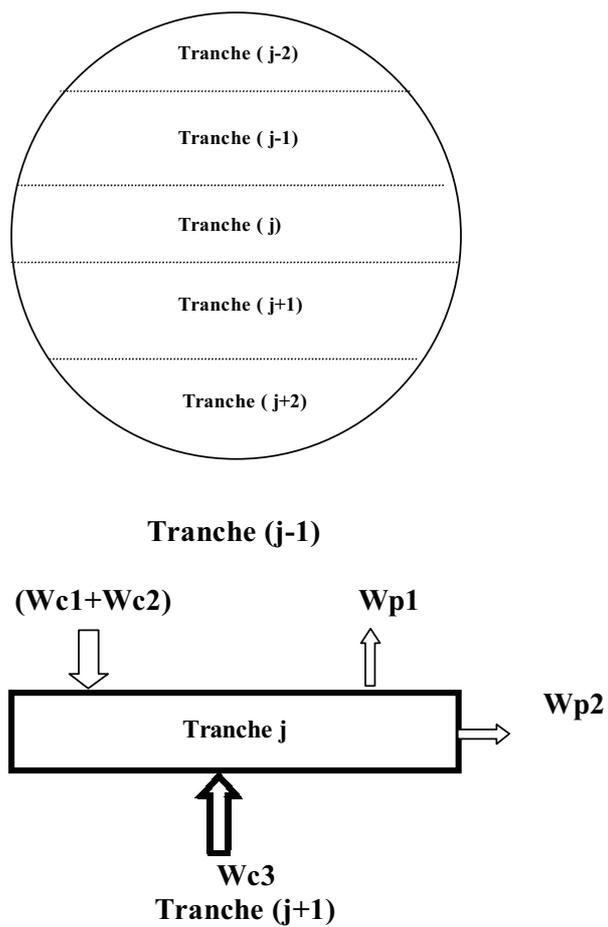


Figure 3.2: Représentation du bilan thermique par tranche du réservoir (vue latéral)

3.4.2 Mise en équation du système de la cuve du stockage

Après développement des bilans thermiques des différentes tranches du système, on obtient un système de cinq équations différentielles non linéaires en fonction des températures des différentes tranches du réservoir [1], ces équations prennent les formes suivantes:

· *La première tranche :*

$$M_1 Cp(1) \frac{dT_1}{dt} = mCp_1 Fc(1) [Tc - T_1] + \frac{\lambda_1 s}{e_1} [T_2 - T_1] - K_{V1} Su [T_1 - T_a] \quad (3.54)$$

· *La deuxième tranche :*

$$\begin{aligned} M_2 Cp(2) \frac{dT_2}{dt} = & mCp_2 Fc(2) [Tc - T_2] + mCp_2 Fc(1) [T_1 - T_2] \\ & + \frac{\lambda_2 s}{e_2} [T_3 - T_2] - \frac{\lambda_2 s}{e_2} [T_2 - T_1] - K_{V2} Su_2 [T_2 - T_a] \end{aligned} \quad (3.55)$$

· *La troisième tranche :*

$$\begin{aligned} M_3 Cp(3) \frac{dT_3}{dt} = & mCp_3 Fc(3) [Tc - T_3] + \sum_{k=1}^2 Fc(k) mCp_3 [T_2 - T_3] + \\ & \frac{\lambda_3 s}{e_3} [T_4 - T_3] - \frac{\lambda_3 s}{e_3} [T_3 - T_2] - K_{V3} Su_3 [T_3 - T_a] \end{aligned} \quad (3.56)$$

· *La quatrième tranche :*

$$\begin{aligned} M_4 Cp(4) \frac{dT_4}{dt} = & mCp_4 Fc(4) [Tc - T_4] + \sum_{k=1}^3 Fc(k) mCp_4 [T_3 - T_4] + \\ & \frac{\lambda_4 s}{e_4} [T_5 - T_4] - \frac{\lambda_4 s}{e_4} [T_4 - T_3] - K_{V4} Su_4 [T_4 - T_a] \end{aligned} \quad (3.57)$$

·La cinquième tranche :

$$M_5 Cp(5) \frac{dT_5}{dt} = mCp_5 Fc(5) [T_c - T_5] + \sum_{k=1}^4 Fc(k) mCp_5 [T_4 - T_5] - \frac{\lambda_4 s}{e_4} [T_5 - T_4] - K_{V_4} Su_4 [T_5 - T_a] \quad (3.58)$$

La résolution exacte du système est difficile, on procédera alors par des méthodes approximatives, la méthode qu'on a utilisée est connue sous le nom de la méthode des "différences finies".

Par cette méthode le système équations différentielles donne un système de cinq équations algébriques linéaires que l'on peut écrire sous la forme matricielle suivante.

$$A(5 * 5) * T(5) = D(5) \quad (3.59)$$

La matrice $A(5 * 5)$ est une matrice carrée, dont les éléments non nuls.

La méthode des différences finies est une méthode itérative, ce qui nécessite alors le recours au calcul numérique, l'organigramme de calcul du système est représenté dans la figure (3.4).

Le procédé de calcul consiste à fixer des valeurs initiales des températures, puis on calcule les différents coefficients de ces équations, ensuite on procédera à la résolution du système d'équations, les températures obtenues seront appelées températures finales, on recommence le même travail, en considérant les températures finales comme des températures initiales, et ainsi de suite, après plusieurs itérations quand la différence entre les températures finales et initiales devient inférieure à une valeur (ε), on dit qu'on a convergence, et les températures finales obtenues seront considérées comme solution du système.

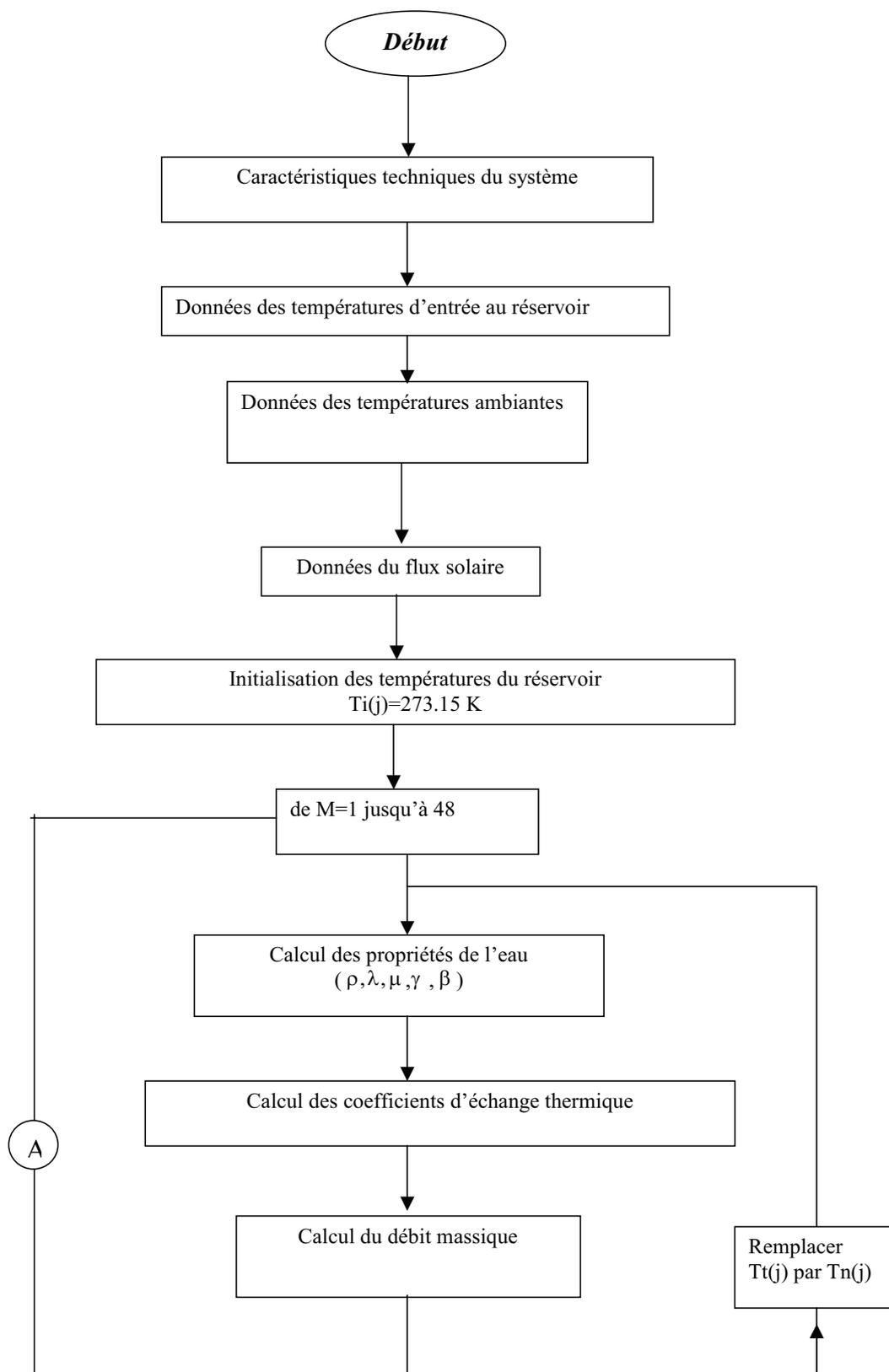


Figure 3.3:

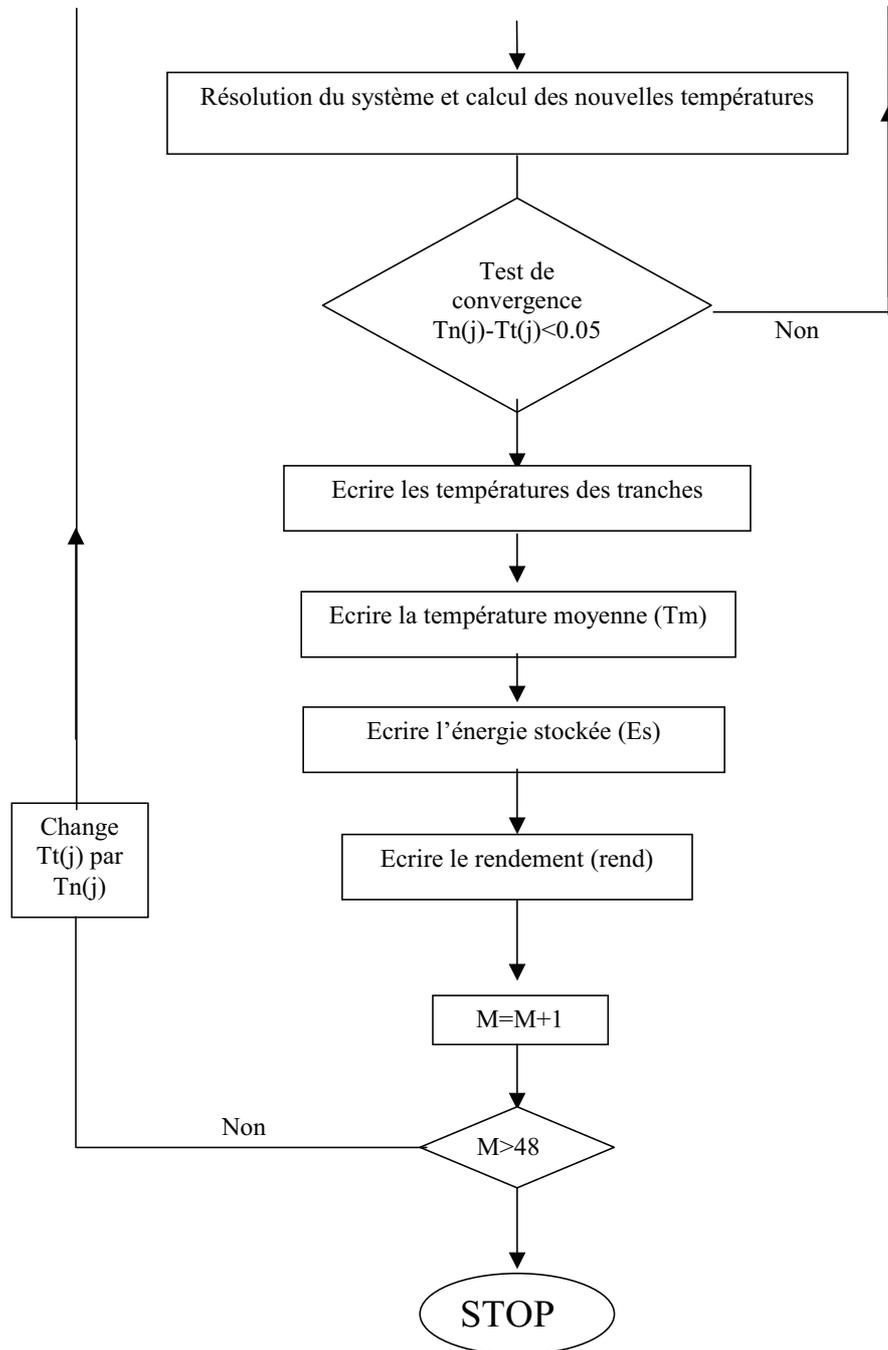


Figure 3.4: Organigramme du système de la cuve

3.4.3 Résultats théoriques de simulation

Pour simuler le comportement thermique d'un chauffe-eau solaire à circulation naturelle (thermosiphon) afin de prévoir ses performances sur les deux journées citées, nous avons utilisé le modèle informatique établi au cours de notre étude.

Nous avons présenté les résultats théoriques sous forme des courbes ci-dessous.

-Les valeurs initiales des températures de l'eau à l'intérieur de la cuve est données à partir de mesures expérimentales :

-Journée (20/10/2003) :

-Température initiale de l'eau dans la cuve ($42^{\circ}C$) à $6^h:00$ de matin.

-Température de l'eau froide du réseau supposé égale ($16^{\circ}C$) pendant toute la journée.

-Journée (09/12/2003) :

-Température initiale de l'eau dans la cuve ($33^{\circ}C$) à $6^h:00$ de matin.

-Température de l'eau froide du réseau supposé égale ($12^{\circ}C$) pendant toute la journée.

-Le rayonnement solaire reçu par le capteur et la température ambiante sont données toutes les 30 minutes pour les deux journées étudiées (20/10/2003), (09/12/2003).

-La température venant du capteur(T_c) est donnée à partir des mesures expérimentales.

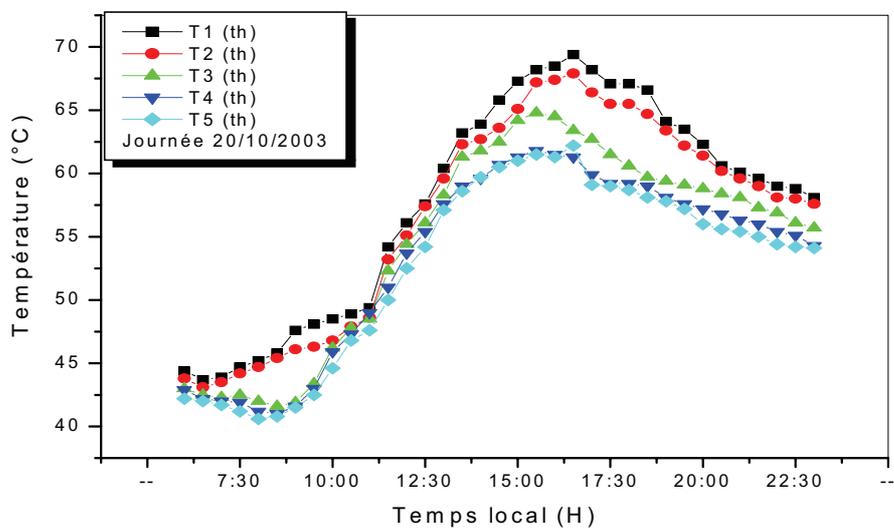


Figure 3.5: Evolution de température calculées dans les différentes tranches du système le 20/10/2003

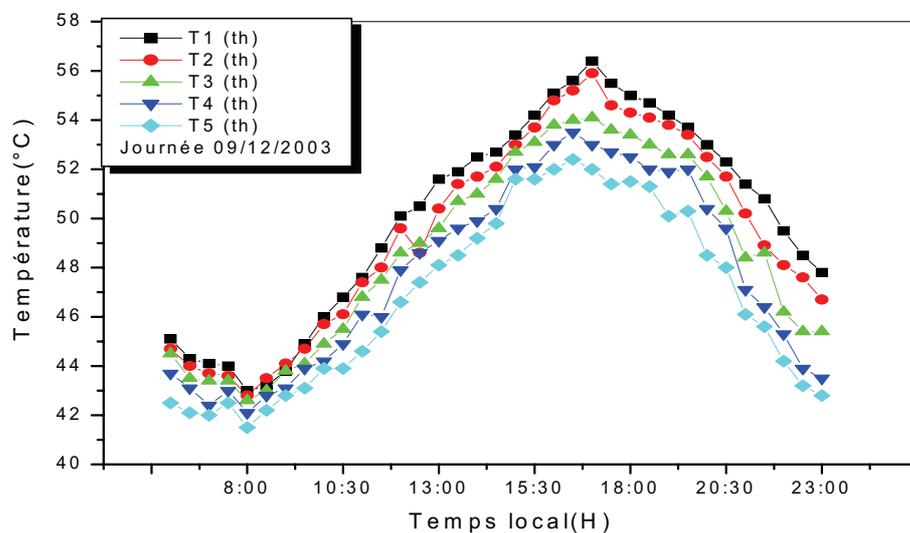


Figure 3.6: Evolution des températures calculée aux différents tranche de la cuve le 09/12/2003

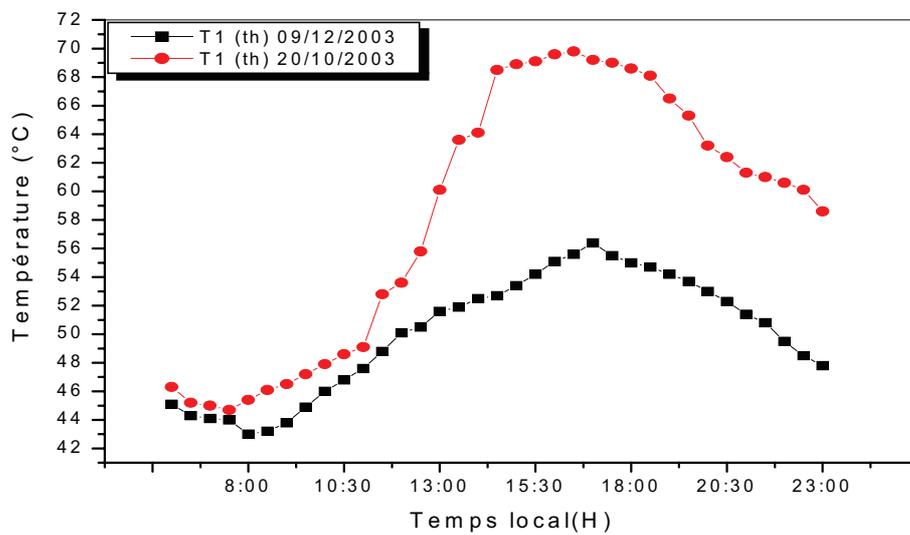


Figure 3.7: Evolution de température calculée dans la première tranche du système

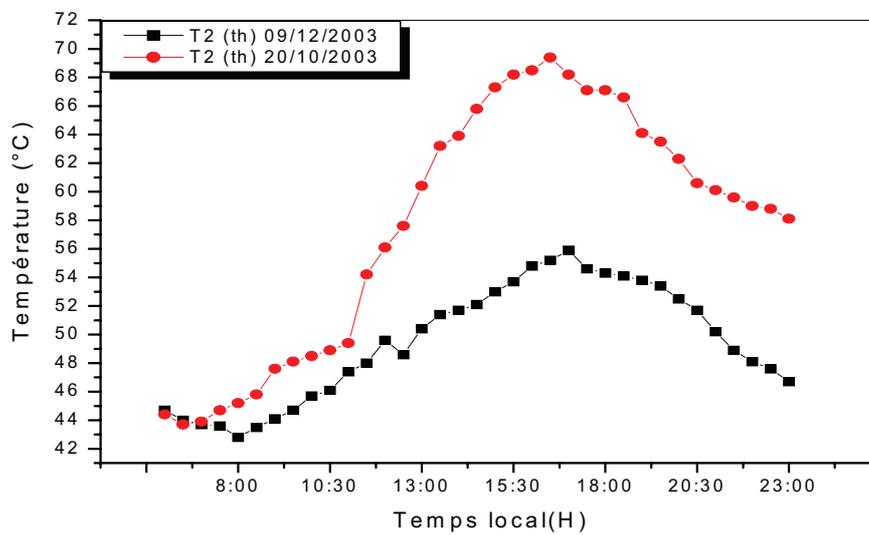


Figure 3.8: Evolution de température calculée dans la deuxième tranche du système

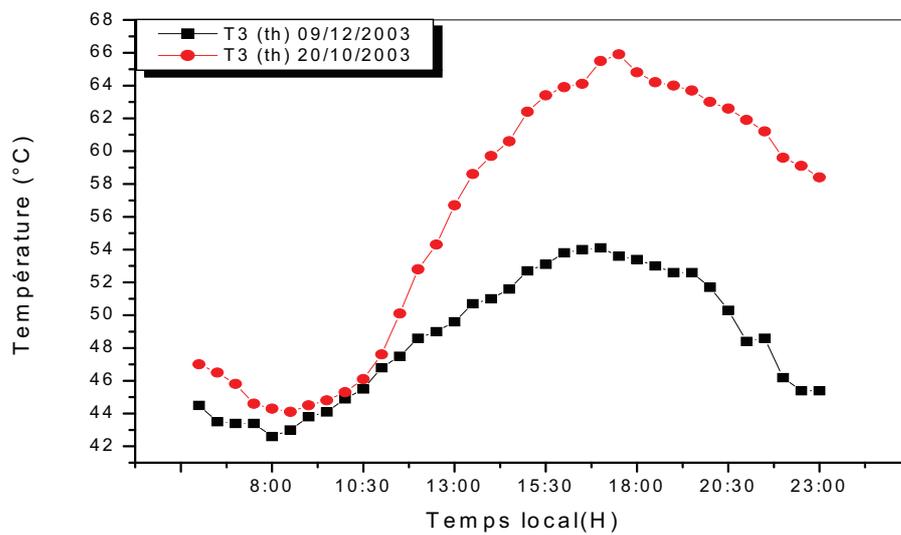


Figure 3.9: Evolution de température calculée dans la troisième tranche du système

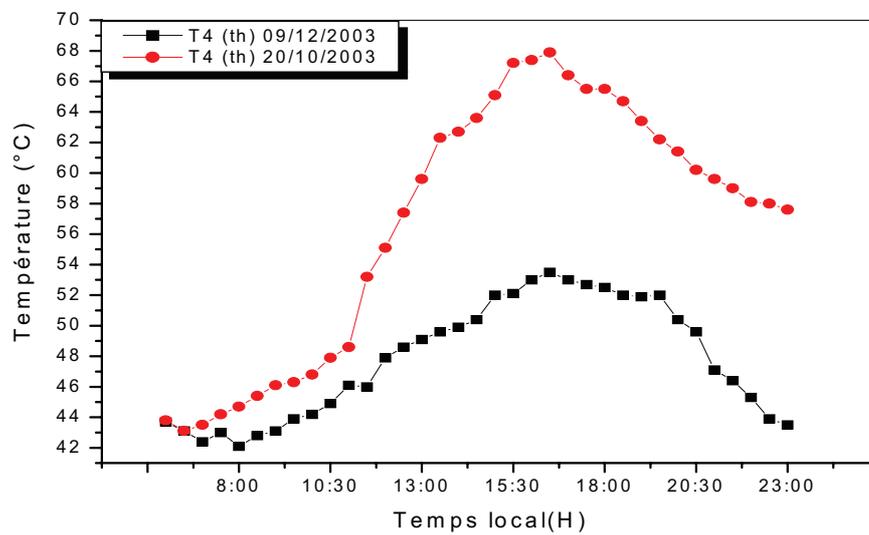


Figure 3.10: Evolution de température calculée dans la quatrième tranche du système

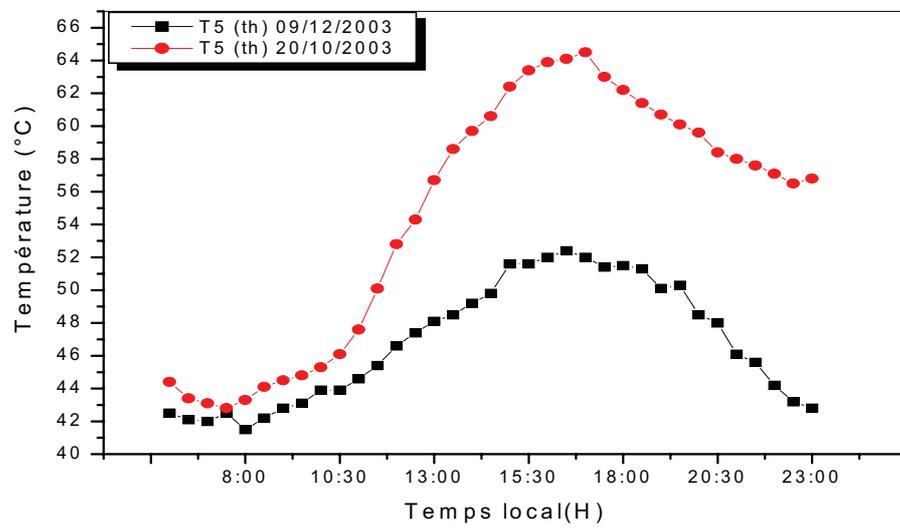


Figure 3.11: Evolution de température calculée dans la cinquième tranche du système

Chapter 4

REALISATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL-RESULTATS ET DISCUSSION

4.1 Description générale du chauffe-eau solaire

Nous avons représenté le système de chauffe-eau solaire à thermocirculation situé dans la région de Ouargla caractérisée par[18]:

Latitude: $31^{\circ}55$.

Longitude: $5^{\circ}24E$.

Altitude: 139.

Le chauffe-eau solaire est un ensemble monobloc constitué par des capteurs plans assemblés et raccordés à un ballon de stockage situé en partie haute de l'ensemble, il fon-



Figure 4.1: Schéma du chauffe-eau solaire expérimental étudié

tionne en thermosiphon (figure 4.1)..

-Soit par passage direct de l'eau sanitaire entre le capteur et le ballon de stockage.
(c'est notre système étudié).

-Soit par passage d'un fluide caloporteur entre les capteurs et un échangeur situé dans le ballon.

Capteur plan

Le capteur solaire est composé de cinq éléments. Chacun de ces éléments est équipé d'une couverture transparente en verre trempé d'épaisseur 3 mm et de surface 1,73 m².

L'absorbeur comprend un profil en aluminium extrudé, revêtu d'une peinture noire sélective et un conduit cylindrique en cuivre (de diamètre extérieur 18 mm) assurant le passage du fluide caloporteur.

L'isolation arrière et sur les côtés est assurée par:

- Une surface réfléchissante (acier galvanisé) en contact avec le milieu ambiant.
- Une épaisseur de 2 cm de mousse polyuréthane.
- Une lame d'air entre la mousse et l'absorbeur.

Le capteur est orienté plein sud, incliné à 30° par rapport à l'horizontale.

Ballon de stockage de l'eau sanitaire

Il est composé d'une cuve étanche, disposée horizontalement, munie de ses sorties hydraulique, d'une isolation thermique et d'une enveloppe extérieure.

Elle est de forme cylindrique, de diamètre extérieur 400 mm et de capacité de stockage 270 litres. Ses extrémités sont fermées par deux viroles bombées et elle est réalisée en tôle d'acier d'épaisseur 3 mm, revêtue intérieurement par deux couches anti-corrosion (revêtement minéralo-synthétique).

Extérieurement, elle est protégée par une enveloppe en tôle d'acier galvanisé prélaqué d'épaisseur 0,5 mm, de section carrée (480X480 mm) et de longueur 1970 mm. La cuve est isolée par de la mousse polyuréthane (masse volumique 45 kg/m^3). L'épaisseur minimum de l'isolant est de 17 mm au niveau des médiatrices du carré formé par l'enveloppe et de 116 mm au niveau des diagonales de ce carré.

Tuyauteries de raccordements hydrauliques entre le capteur et le ballon de stockage

Les tuyauteries assurant la liaison hydraulique entre le capteur et le ballon sont en cuivre (diamètre extérieur 26 mm) et sont isolées de l'extérieur par une épaisseur de 9 mm d'isolant (Armaflex) maintenu par collage.

Nous nous proposons dans cette partie l'étude d'un banc d'essai permettant de tester les performances thermo-hydrauliques des chauffe-eau solaires existants sur le marché, ceci afin d'étudier une norme d'essai.

4.2 Les mesures effectuées par la boucle d'essai

L'objectif des boucles est de permettre la mesure de l'énergie accumulée dans le réservoir sous forme d'énergie sensible, celle que l'on mesure indirectement à l'aide des sondes placées dans son intérieur.

Ces boucles sont conçues de façon à pouvoir tester le phénomène de stratification c'est-à-dire la distribution de température en fonction de la hauteur dans le réservoir, c'est la raison pour laquelle les sondes sont placées à des hauteurs différentes.

Les différentes mesures réalisées par la boucle au cours des essais sont :

- Mesure du rayonnement solaire global dans le plan du capteur (G).
- La température ambiante au voisinage du chauffe-eau (T_a).
- Température d'entrée de l'eau dans le réservoir (T_c).
- Température d'entrée de l'eau dans le capteur(T_e).
- Les températures des tranches de la cuve(T_{1-5}).

-Le débit d'eau entre le capteur et la cuve de stockage.

Nous détaillons ci-après les mesures relevées dans notre travail expérimental.

Le rayonnement solaire

La mesure de l'énergie solaire incidente sur le plan du capteur est assurée par un pyranomètre type DIGITAL SOLARIMETER. Il a été installé dans le plan d'ouverture des capteurs.

Température de sortie du capteur

Ces mesures ont été effectuées à l'aide des thermocouples, immergées dans le milieu de la cuve liée à un appareil digital pour la mesure de température. Les tuyauteries hydrauliques et isolation thermique de l'extérieur est assurée par une épaisseur de 9 mm d'un isolant de type Armaflex.

Débit de circuit

Le mesure de débit d'eau entre le capteur et la cuve de stockage est effectuée à l'aide d'un débitmètre classique.

Température ambiante

La température ambiante est mesurée à l'aide d'une sonde platine(PT 100)à 4 fils, de marque thermo-est. L'erreur sur cette mesure est de 0,1 °C, après étalonnage.

4.3 Résultats expérimentaux de deux journées.

L'étude expérimentale a porté sur une période de quelques semaines. Nous choisis deux journées différentes par leur ensoleillement : une journée sensée être de forte ensoleillement en automne et une autre journée de faible ensoleillement en hiver.

La première (20/10/2003) qui caractérise par un rayonnement solaire important et régulier ; La seconde (09/12/2003) présente de nombreux passages nuageux qui ont provoqué une discontinuité dans le fonctionnement du système.

Exploitation des résultats

Afin de pouvoir comparer la performance énergétique du système et le rendement instantané de celui-ci pour différentes périodes de l'année, nous avons pris des mesures distinctes. En effet nous avons exploité les résultats de mesure pris à mi-Octobre (journée supposée avoir un fort ensoleillement) et ceux pris au début du mois de Décembre (journée supposée avoir un faible ensoleillement).

Nous avons pris ces mesures pour les différents flux solaires et température ambiante, nous les avons présentées sous forme de courbe en fonction du temps, comme l'indiquent les figures théoriques et expérimentales suivantes.

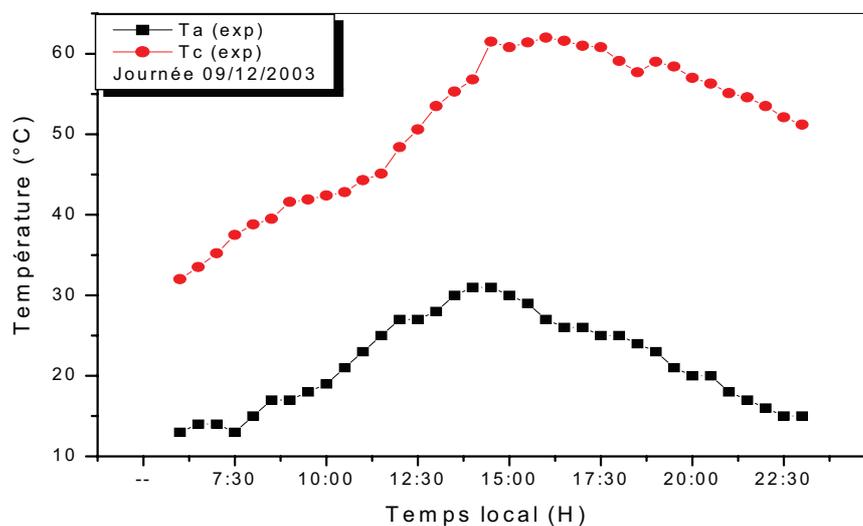


Figure 4.2: La variation de température ambiante avec la température d'entrée au réservoir le 09/12/2003

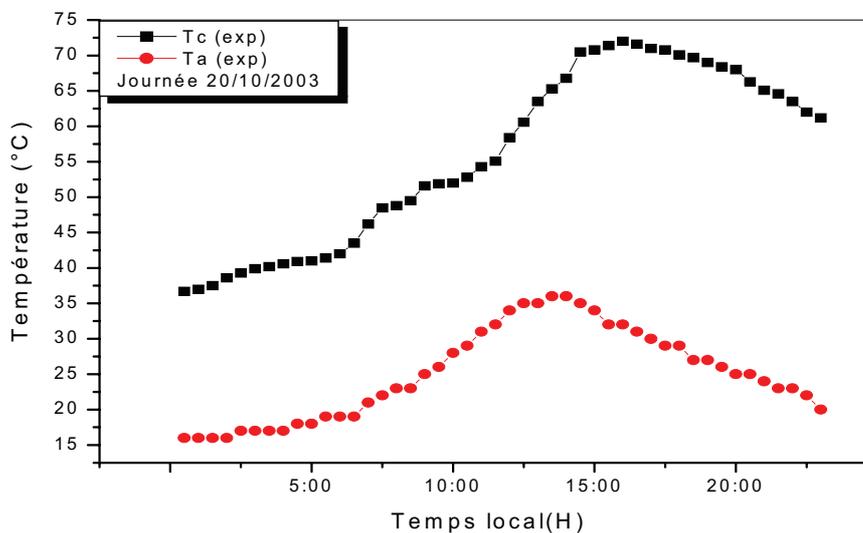


Figure 4.3: La variation de température ambiante avec la température d'entrée au réservoir le 20/10/2003

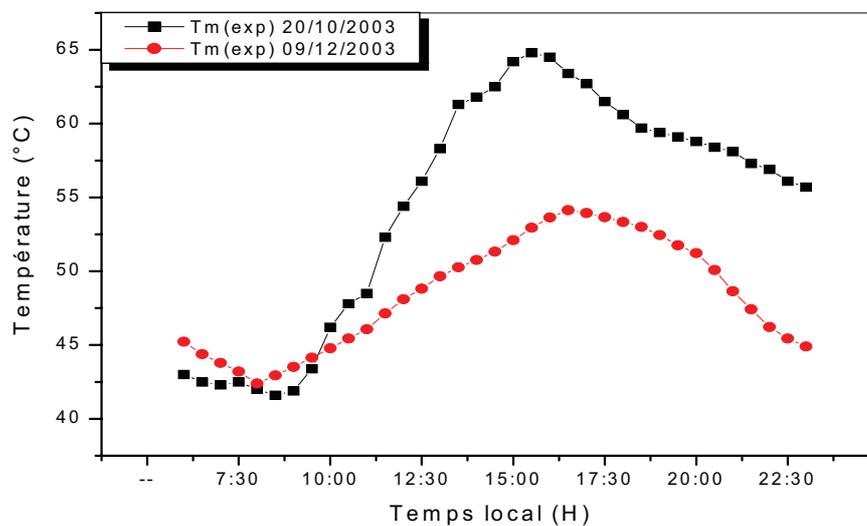


Figure 4.4: Evolution de température moyenne mesurée dans les différents tranches du système

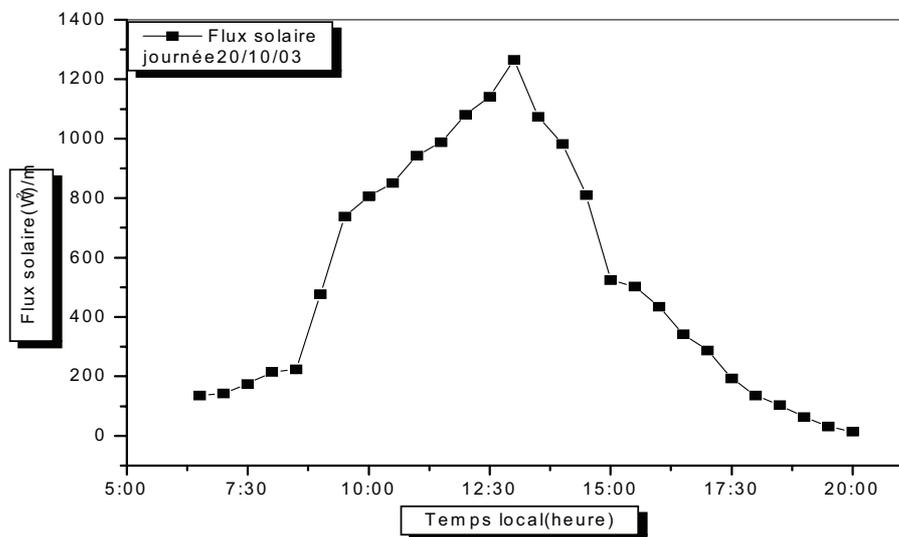


Figure 4.5: La variation du flux solaire au cours de la journée 20/10/03

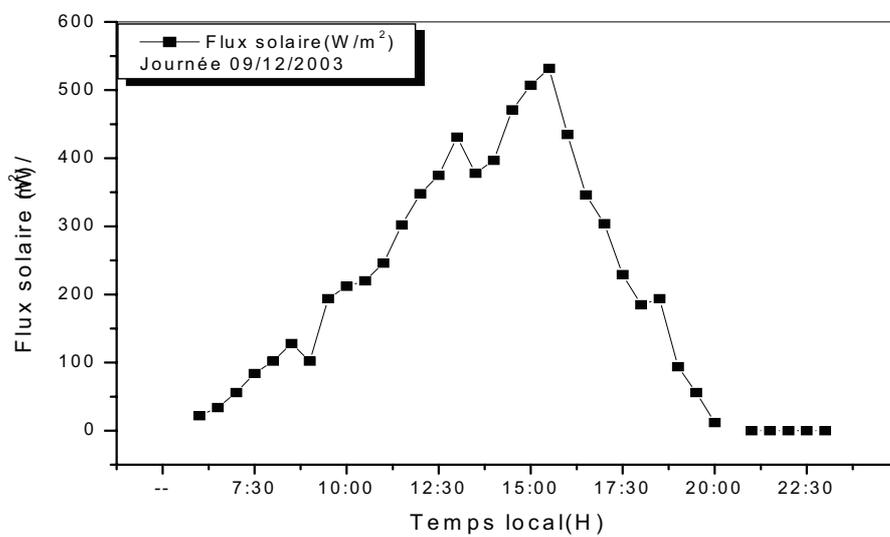


Figure 4.6: La variation du flux solaire au cours du temps le 09/12/2003

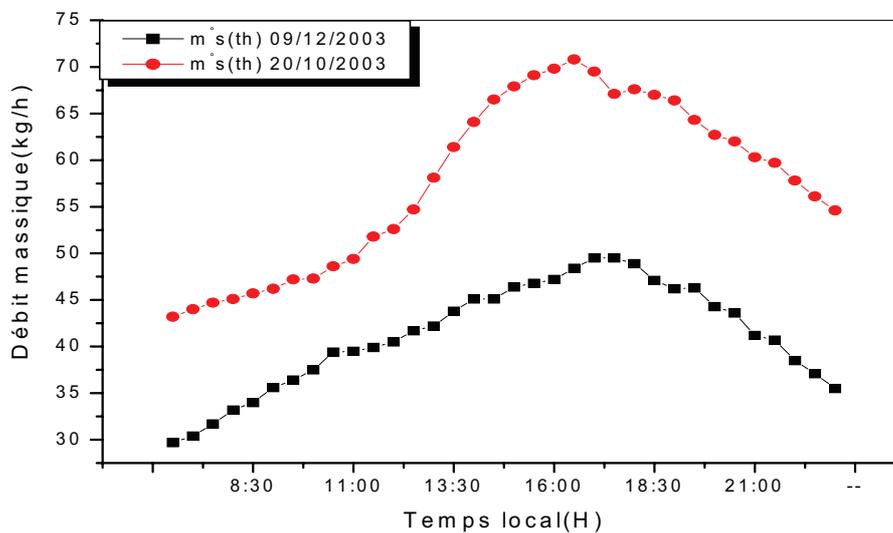


Figure 4.7: La variation de débit massique calculé au cours du temps

Figure 4.8: La variation de débit massique au cours du temps

Figure 4.9: Evolution des températures mesurées dans les différents tranches du système;
le 20/10/2003

Figure 4.10: Evolution des températures mesurées dans les différents tranche du système le 09/12/2003

Figure 4.11: Evolution de température mesurée dans la première tranche du système

Figure 4.12: Evolution de température mesurée dans la deuxième tranche du système

Figure 4.13: Evolution de température mesurée dans la troisième tranche du système

Figure 4.14: Evolution de température mesurée dans la quatrième tranche du système

Figure 4.15: Evolution de température mesurée dans la cinquième tranche du système

Figure 4.16: Evolution de température calculé et mesurée dans la première tranche de la cuve le 20/10/2003

Figure 4.17: Evolution de température calculé et mesurée dans la deuxième tranche de la cuve le 20/10/2003

Figure 4.18: Evolution de température calculé et mesurée dans la troisième tranche de la cuve le 20/10/2003

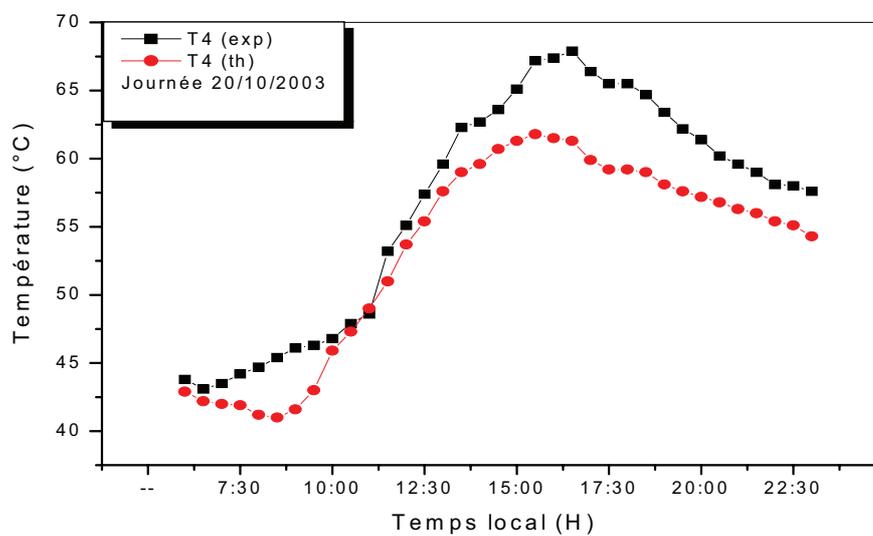


Figure 4.19: Evolution de température calculé et mesurée dans la quatrième tranche de la cuve le 20/10/2003

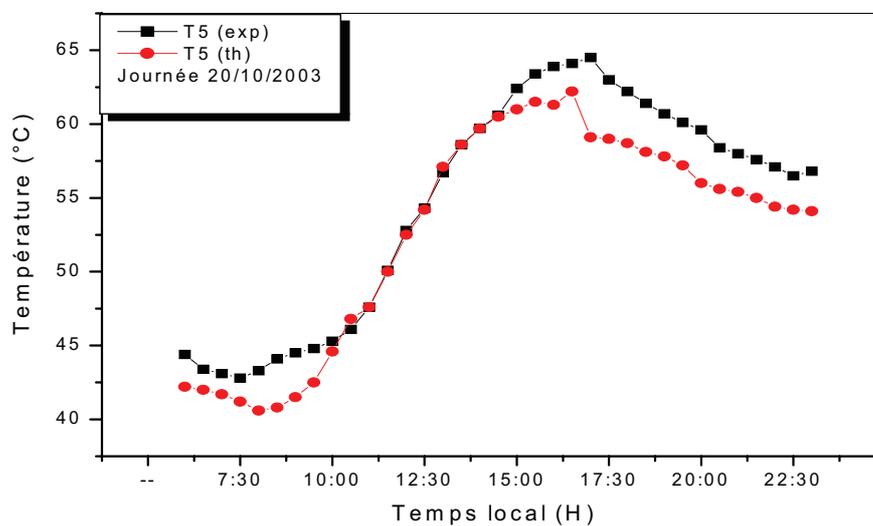


Figure 4.20: Evolution de température calculé et mesurée dans la cinquième tranche de la cuve le 20/10/2003

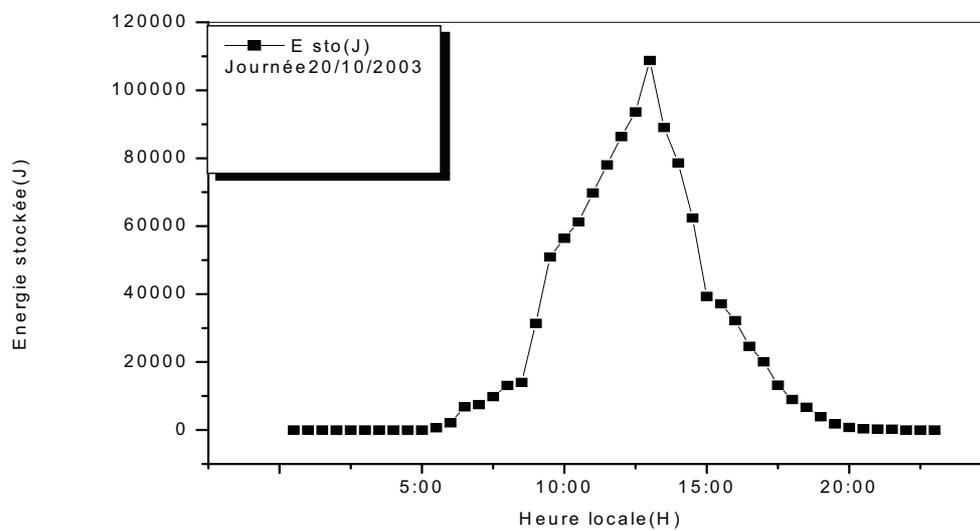


Figure 4.21: Evolution de l'énergie stockée dans la cuve mesurée le 20/10/2003

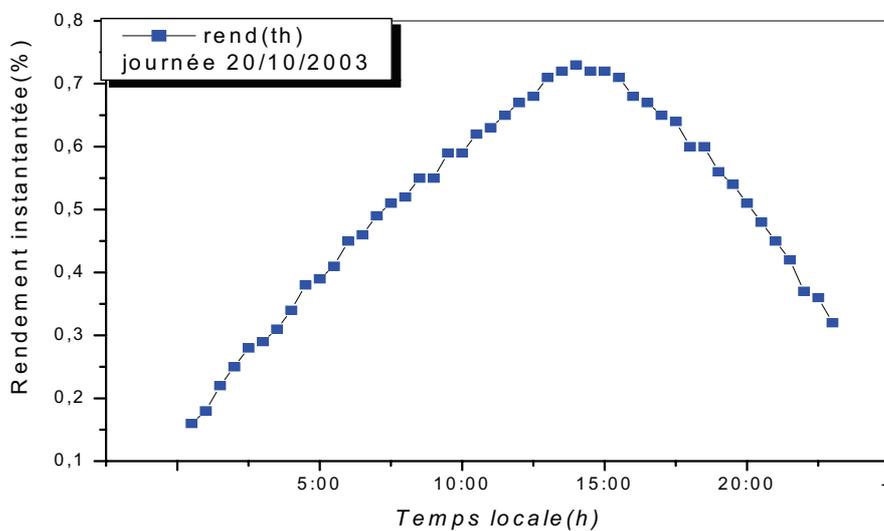


Figure 4.22: le Rendement instantané calculé du système

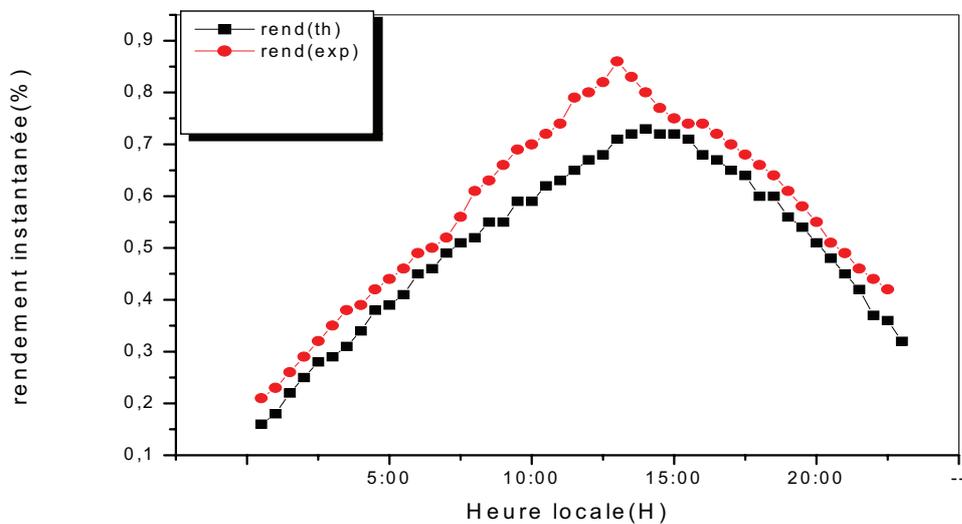


Figure 4.23: comparaison entre le rendement instantané calculé et mesuré du système journée de 20/10/2003

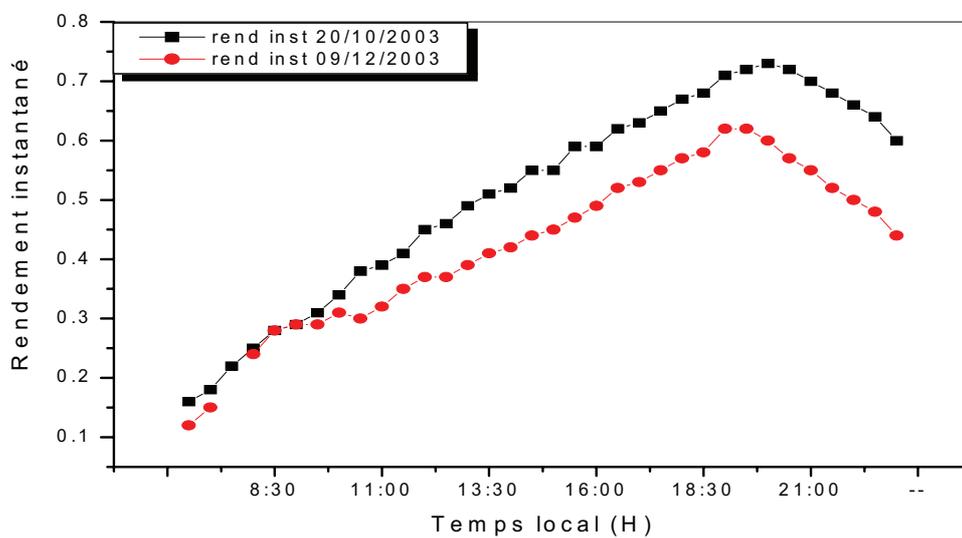


Figure 4.24: La variation du rendement instantané mesuré au cours du temps

4.3.1 Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux (20/10/2003).

L'allure des courbes expérimentales et théoriques est la même.

La figure (3.5) représente l'évolution des températures calculées théoriquement pour les différentes tranches de la cuve de stockage; journée 20/10/2003 étalonnée de 6:00 h jusqu'à 23:00 h.

En comparaison avec la figure (4.9), on remarque:

-Un minimum de température à 8h pour les résultats théoriques mais à 7h pour les mesures expérimentales.

-Un maximum situé à 14:00h pour les deux sortes de courbes.

Pour les résultats expérimentaux les minimums et les maximums sont légèrement déphasés d'une tranche à l'autre, ce phénomène est dû à notre avis à l'inertie thermique de l'eau dans la cuve.

-Par contre ce phénomène est faible dans les courbes théoriques:

-Cela sans doute est dû à l'absence de terme correctifs dans les équations de bilan.

-Le phénomène de stratification entre les tranches existe dans les deux résultats théoriques et expérimentaux.

-L'écart est beaucoup plus important par moments dans la partie expérimentale que dans la partie théorique.

-La stratification est pratiquement régulière pendant toute la journée sauf pour l'intervalle(13h jusqu'à 19h) où elle devient importante et passe par un maximum de $\Delta T = (T_{1th} - T_{5th}) = 8^\circ\text{C}$ à 16h.

-Pour la partie expérimentale, la stratification n'est pas régulière elle passe par

un minimum $\Delta T=(T_{1exp}-T_{5exp})=4^{\circ}C$ à 9h, et un maximum $\Delta T=(T_{1exp}-T_{5exp})=11^{\circ}C$ à 14h de soir.

-Les figures (4.16), (4.17), (4.18), (4.19), (4.22) représentent l'évolution des températures théoriques et expérimentales des différents points du système le (20/10/2003). On remarque, qu'il y a un bon accord entre les températures calculées et mesurées dans la première tranche par rapport aux autres tranches.

-Les figures(4.11), (4.12), (4.13), (4.14), (4.15) représentent l'évolution de la température mesurées pour chaque tranche et ce pour les deux journées (Octobre et Décembre).

- La température ambiante augmente aussi de façon linéaire dans l'intervalle du temps $5^h00 \rightarrow 15^h00$ puis va diminuer à cause de régularité du flux solaire(journée à fort ensoleillement).

La figure (4.3) on remarque que durant l'après midi que l'écart de la température du capteur par rapport à celle de l'ambiant est plus important que l'écart enregistré durant la matinée.

A titre d'exemple on mesure à 10^h un écart de $25^{\circ}C$ alors que cinq heures plus tard on mesure un écart de $45^{\circ}C$.

-Concernant le débit massique qui joue un rôle important sur l'augmentation du rendement du système, on remarque selon la figure (4.8) qu'il atteint son maximum de 70 kg/h vers 16^h dans une journée du mois d'Octobre pour décroître plus tard de manière à atteindre 45 kg/h vers la même heure au 09 Décembre. Ceci est dû au fait que la température ambiante et le flux solaire augmentent dès le lever du jour de façon très lente et commencent à décroître à partir de 16^h .

4.3.2 Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux (09/12/2003).

- La figure (3.6) montre l'évolution des températures calculé aux différents tranche du système au cours du temps on comparons avec la figure (4.10).

Nous remarquons que l'écart entre les températures mesurées et calculées n'est pas important contrairement à ce que nous avons remarqué sur la journée du 20/10/2003.

- Le phénomène de la stratification entre les tranches existe dans les deux résultats théoriques et expérimentaux.

- La stratification n'est pas régulière pendant toute la journée est plus important pour l'intervalle (17^h jusqu'à 23^h) et passe par un maximum de $\Delta T(T1_{exp}-T5_{exp})=6^{\circ}C$ à 19^h.

- Pour la partie théorique, la stratification est pratiquement régulière sur toute la journée est passe par un minimum $\Delta T(T1_{th}-T5_{th})=2^{\circ}C$ à 8^h et un maximum $\Delta T(T1_{th}-T5_{th})=7^{\circ}C$ à 18^h de soir.

-Sur la figure (4.2), nous voyons que la température maximale (ambient ou de celle du capteur) est nettement inférieure à celle du mois d'Octobre Le maximum est aussi vu 15^h:00 h comme celui du mois d'Octobre.

Ceci est certainement dû au fait que l'intensité du flux solaire est importante dès midi.

-On constate que la courbe théorique suit celle de l'expérience avec un décalage de l'ordre de 5 °C le modèle est sous-estimé un peu ces résultats par rapport à l'expérience ce phénomène a été déjà observé pour la journée du 20/10/2003, il confirme donc l'explication avancé. Le manque de la circulation interne de l'eau (pas de convection) contenue dans

la cuve pendant la nuit est même dans la partie haute de la cuve. Il ce crée donc une stratification au niveau du ballon.

D'après la figure (4.8) nous montrons l'évolution du débit massique calculée au cours de la journée (09/12/2003). Nous rappelons que le débit mesuré n'est qu'une approximation, aussi le grand nombre de paramètres utilisé dans le calcul théorique du débit (calcul des pertes de charges, estimation de l'inertie thermique...) peut introduire une erreur non négligable. L'erreur entre les deux valeurs peut atteindre jusqu'à 30 %.

Concernant le débit massique mesurée le (09/12/2003) il atteind 47 (kg/h) vers 16^h:00 puis décroitre de manière lente jusqu'à 23^h00.

4.3.3 Calcul de rendement du système

Le calcul du rendement instantané de ce système de chauffe-eau solaire présente des fluctuations très important d'un intervalle à l'autre, ce qui ne permet pas d'aboutir au conclusions essentielles, alors par souci pratique et pour des raisons simplicité nous avons procédé au calcul du rendement en suivant les simplifications suivants :

- D'après la figure (4.4) : Le courbe de température moyenne est linéaire à partir 09^h jusqu'a 17^h est pocéde une pente de $P=0,78$ °C/h pour la journée (20/10/2003).

Pour la journée (09/12/2003) La température moyenne est linéaire à partir 8^h jusqu'a 16^h avec une pente de 0,51 °C/h.

- La figure (4.5) : représente le flux solaire incident pour la journée 20/10/2003, que l'on peut simplifier à un ensemble de quatre intervalles.

Entre 9^h:00 →10^h:00

10^h:00 →13^h:00

$$13^h:00 \rightarrow 15^h:00$$

$$15^h:00 \rightarrow 20^h:00$$

L'expression du rendement instantanée est donnée par la relation :

$$\eta = \frac{M.Cp.\Delta t}{I.\Delta t} \quad (4.1)$$

Donc, la répartition du rendement durant la journée 20/10/2003 par intervalle de temps est donnée comme suit:

$$9^h:00 \rightarrow 10^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 57,22 \%$$

$$10^h:00 \rightarrow 13^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 75,47 \%$$

$$13^h:00 \rightarrow 15^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 81,14 \%$$

$$15^h:00 \rightarrow 20^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 62,76 \%$$

aussi, la répartition du rendement durant la journée 09/12/2003 par intervalle de temps est donnée comme suit:

$$7^h:00 \rightarrow 9^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 51,24 \%$$

$$10^h:00 \rightarrow 13^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 67,81 \%$$

$$15^h:00 \rightarrow 18^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 59,66 \%$$

$$18^h:00 \rightarrow 23^h:00 \quad \text{est} \quad \eta = 46,05 \%$$

4.3.4 Estimation du rendement global du chauffe-eau solaire

A partir des résultats déjà obtenus nous pouvons déduire la valeur du rendement global journalier.

Le rendement global journalier est le rapport entre l'énergie thermique globale

stockée au cours de la journée et le flux solaire global incident sur le plan du capteur dans le même journée.

Donc à partir du calcul effectué on trouve :

* Journée 20/10/2003

$$\eta_{\text{exp}} = 69 \%$$

$$\eta_{\text{th}} = 67,5 \%$$

* Journée 09/12/2003

$$\eta_{\text{exp}} = 56 \%$$

$$\eta_{\text{th}} = 53,7 \%$$

Après le test effectué pour les deux journées examinés nous proposons :

- Une température moyenne d'utilisation située dans la fourchette de 50-60 °C pour le mois de Octobre. Pour la première quinzaine du mois de Décembre elle est comprise entre 40-50 °C, donc l'utilisation d'appoint énergétique n'est pas nécessaire pendant la période hivernale.

4.4 CONCLUSION

Dans ce travail un modèle théorique détaillé est proposé pour prévoir les performances thermo-hydrauliques d'un système de chauffe-eau solaire à circulation naturelle. Ce modèle est basé sur deux parties essentielles : une étude théorique (thermique et hydraulique) puis par des tests expérimentaux.

La simulation mathématique d'un système de chauffe-eau solaire est assez compliquée et difficilement exploitable directement. En effet, les équations analytiques qui caractérisent le transfert de chaleur et de masse dans le capteur et dans la cuve de stockage sont difficiles à résoudre sans hypothèses simplificatrices.

Nous avons également conçu et mis en marche une boucle d'essai qui constitue une simulation réelle de l'utilisation d'eau chaude. La boucle nous a permis d'établir la mise au point d'une procédure d'essai qui donne les performances du système. De plus, le rôle de cette boucle ne se limite pas uniquement aux CES mais peut s'élargir pour d'autres objectifs, comme la mesure des performances des capteurs ou même pour tester les autres chauffe-eau traditionnels (gaz, électricité).

Le travail a été complété par une étude expérimentale sur toute la période d'essai effectuée à Ouargla. C'est une suite de l'étude théorique sur l'énergie stockée et le rendement instantané, en tenant compte de toutes les données climatiques et autres.

Pour terminer, nous pensons qu'il serait utile de faire une étude spécifique sur l'énergie dépensée pour avoir l'eau chaude en Algérie, par rapport aux besoins domestiques en énergie et par rapport à la consommation globale énergétique du pays, pour évaluer l'économie énergétique et l'impact environnemental.

Bibliography

- [1] M.Canellias, et R. Javelas ,'Influence de la stratification des températures dans la cuve de stockage sur l'efficacité du système'. Rev. Générale de Thermique, France. n° : 205 janvier 1979.
- [2] Shitzer et Cabelli (A). Storge Tanks - A numerical experiment. *Solar Energy* **19** 45-54 (1977).
- [3] B.Norton, and S.D. Probert, Diurnal performance of thermosyphonic solar water heaters-An empirical prediction method. *Solar Energy* **39** 257-265 (1987).
- [4] R.Bernard-Menguy , M . Schwartz , 'Le rayonnement solaire Conversion thermique et Application'. Technique et Documentation 2^{ème} Edition-1980.
- [5] Jacques Percebois, Energie et Société, Institut Economique et Juridique de L'énergie de Grenoble

Equipe de recherche du C.N.R.S 1975 (PP.123-128).
- [6] Edwards et Marlot , Capteurs Solaires.Dépot légal 3^{ème} trimestre 1981.
- [7] Jacque Desautel , Les capteurs Héliothermiques. PYC Edition 1979.

- [8] Salah Laouar, 'Etude comparative de deux types de capteurs solaires plans à eau'
Thèse de magister énergétique Constantine 1994.
- [9] Michel Feidt, Thermodynamique et Optimisation Energetique des systèmes et procédés,
Edition Technique, et documentation, 1996.
- [10] Cruz J.F, Troude F,Griffon D, 'Conservation des grains en régions chaudes'.
2^{ème} édition , 'Techniques rurales en Afrique' 1988, France.
- [11] C.L. Gupta and H.P.Garg, System Design In Solar Water Heaters With Natural Cir-
culation. *Solar Energy* **12**, 163-182 (1968).
- [12] Nadhir Attaf, 'Mise au point de procédure d'essai de chauffe-eau solaire'
Thèse de magister en énergétique Constantine 1988 PP A1,2-A1,4
- [13] G.L. Morrison and H.N. Tran, Simulation of the long term performance of ther-
mosyphon solar water heaters. *Solar Energy* **33**, 515-526 (1984)
- [14] J François SACADURA, 'Initiations aux transferts thermiques'
Technique et Documentation, Paris, 1993.
- [15] Michel Dagenet, et Cabelli 'Les Séchoires solaires, Théorie et Pratique.
- [16] Thierry Cabirol et UNESCO, Paris(1985) PP 235, 319-321, 337-341.
Albert Pelissou, 'Le Chauffe-eau Solaire'Aix-en-Provence,1980.
- [17] Claude DELORME, 'Systèmes énergétiques solaires'
(Received 26 january 1983; revision 22 december1983;accepted 4 april 1984).

[18] Michel Capderou, 'Modèles théoriques et expérimentaux'.

Atlas solaire de L'ALGERIE. Tome I,1988. PP 92-98.

Appendix A

Variation des caractéristiques physiques de l'eau et du fluide caloporteur en fonction de la température

Nous avons exprimé les variations des différentes caractéristiques physiques de l'eau en fonction de la température (C°) par des polynomes allant du degré(2) jusqu'au degré (4)comme suit [12]:

Conductivité thermique: λ (w/m.K)

$$\lambda = 0,569 + 0,185 * 10^{-2}T - 0,749 * 10^{-5}.T^2 \quad (\text{A.1})$$

Masse volumique: ρ (Kg/m³).

$$\rho = 999,879 + 0,469 * 10^{-1}T - 0,667 * 10^{-2}T^2 + 0,208 * 10^{-4}T^3 \quad (\text{A.2})$$

Viscosité dynamique: η (Kg/m.h)

$$\eta = 5,449 - 0,1067.T + 7,325 * 10^{-4}.T^2 \quad (\text{A.3})$$

Coefficient de dilatation volumique: β (1/K)

$$\beta = (-0,844 + 0,188.T - 0,260 * 10^{-2}.T^2 + 0,252 * 10^{-4}.T^3 - 0,975 * 10^{-7}.T^4) * 10^{-4} \quad (\text{A.4})$$

Capacité thermique massique: C_p (j/Kg.K°)

$$C_p = 4216,664 - 3,165.T + 0,886 * 10^{-1}.T^2 - 0,101 * 10^{-2}.T^3 + 0,445 * 10^{-5}.T^4 \quad (\text{A.5})$$

Ces polynomes approchés restent valables pour une température d'eau comprise entre (0-90 °C). L'erreur ne dépasse pas 0.5%. Les valeurs expérimentales sont tirées de l'ouvrage 'La maison solaire' SCHWARTZ.

A.1 GISEMENT SOLAIRE TERRESTRE

L'établissement du bilan énergétique d'une installation solaire suppose tout d'abord la connaissance de l'énergie solaire qu'elle reçoit.

Pour pouvoir déterminer la quantité de l'énergie solaire reçue par une surface d'un matériau, il faut connaître le flux solaire incident à travers l'atmosphère terrestre.

A.2 Position, hauteur et azimut du soleil

A chaque instant, un observateur peut établir la position du soleil en mesurant sa hauteur "h" et son azimut "a".(figureA.1).

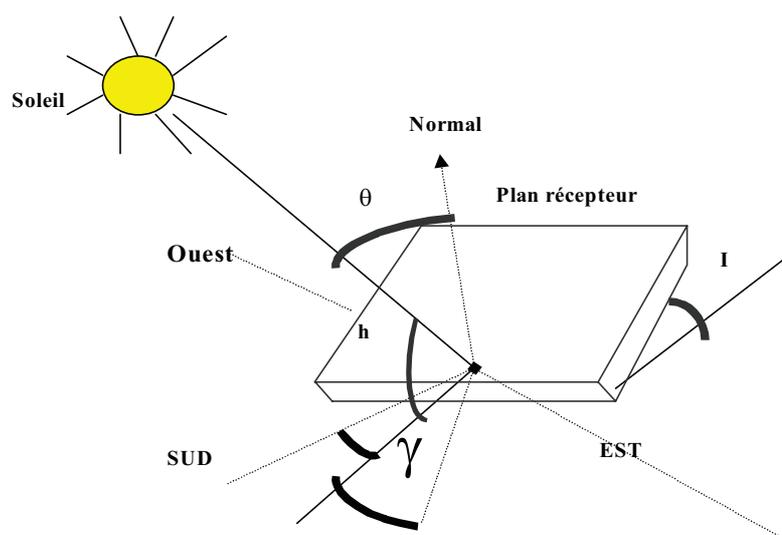


Figure A.1: Hauteur et azimut du soleil

Ainsi pour un lieu et une époque donnés, le tracé de la course du soleil peut être réalisé point par point ou calculé en fonction de la latitude " Φ " du lieu et de la déclinaison

“ δ ” du soleil([13, ref13]).

A.2.1 Hauteur “h” du soleil

On le compte positivement de 0° à 90° vers le Zenith et négativement de 0° à 90° vers le Nadir.

Le calcul de la hauteur du soleil s’effectue à l’aide de la formule (A.6).

$$\sin h = \sin \Phi \cdot \sin \delta + \cos \Phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (\text{A.6})$$

Au lever et au coucher du soleil $\mapsto \sin h = 0$ donc:

* Heure du lever ω_0 :

$$\omega_0 = 12 - \arccos(-\tan \Phi \cdot \tan \delta)/15 \quad (\text{A.7})$$

* Heure du coucher:

$$\omega_0 = 12 + \arccos(-\tan \Phi \cdot \tan \delta)/15 \quad (\text{A.8})$$

A.2.2 Quantième de jour QJ d’un jour dans l’année

Les paramètres astronomiques définis précédemment sont généralement exprimés en fonction du quantième de jour (QJ) d’un jour dans l’année. Pour obtenir directement celui-ci, on peut utiliser le tableau (A.1). Le calcul consiste alors à ajouter le numéro du jour dans le mois (quantième) au numéro caractéristique de chaque mois.

Déclinaison solaire

Table A.1: Quantième de jour du premier jour du mois

Mois	Ja	Fe	Ma	Av	Ma	Jn	Jl	Ao	Sp	Oc	Nv	Dc
N° du 1 ^{er} jour du mois	0	31	59	90	120	151	181	212	243	273	304	334

Table A.2: Variation annuelles de la déclinaison solaire, en degrés

Mois	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
1 ^{er} déc.	-23,0	-17,1	-7,6	4,5	15,1	22,0	23,1	18,0	8,3	-3,2	-14,5	-21,8
2 ^{ème} déc.	-21,8	-14,1	-3,7	8,3	17,8	23,1	22,1	15,3	4,6	-7,0	-17,4	-23,0
3 ^{ème} déc.	-19,9	-10,6	0,2	11,8	20,2	23,4	20,5	12,1	0,7	-10,7	-19,9	-23,4
Moyenne mensuelle	-20,8	-12,7	-1,9	9,9	18,9	23,1	23,1	13,7	3,0	-8,8	18,4	-23,0

Le tableau (A.2) donne les moyennes mensuelles de la déclinaison solaire pour toute l'année les valeurs angulaires indiquées par cette table pour chacun des douze mois de l'année sont précises à 0,2° près. Ceci suffit largement pour les applications solaires. Notons que ces valeurs ont été obtenues en utilisant la relation suivante:

$$\delta(QJ) = 23.45 * \sin\left(360 \frac{(284 + QJ)}{365}\right) \quad (\text{A.9})$$

avec:

$$1 \leq QJ \leq 365 \quad (\text{A.10})$$

La déclinaison $\delta(QJ)$ peut être encore déduite par la formule suivante:

$$\delta(QJ) = 23.45 * \sin(0.986 * QJ - 80) \quad (\text{A.11})$$

A.2.3 Azimuth “a” du soleil

L'azimuth a est compté de 0° à 360° à partir du sud ou du nord.

Le calcul de l'azimut du soleil s'effectue à l'aide des formules suivantes:

$$\cos a = (\sin \Phi \cdot \cos \omega \cdot \cos \delta - \cos \Phi \cdot \cos \delta) / \cosh \quad (\text{A.12})$$

$$\sin a = (\cos \delta \cdot \cos \omega) / \cosh \quad (\text{A.13})$$

Durée d'insolation

La durée d'insolation ‘ ss_0 ’ représente la durée maximale de la journée, elle permet de calculer la fraction d'insolation “ σ ”.

$$\sigma = \frac{ss}{ss_0} \quad (\text{A.14})$$

ss : durée d'insolation moyenne.

ss_0 : durée d'insolation maximale.

On peut donner aussi ss_0 comme:

$$ss_0 = \left(\frac{2}{15}\right) \arccos(-\tan \Phi \cdot \tan \delta) \quad (\text{A.15})$$

La fraction d'insolation nous permet par la suite de calculer le flux solaire incident sur un récepteur en fonction des données climatiques.

A.3 Le rayonnement solaire sur un plan récepteur au niveau du sol

Le rayonnement solaire global “G” reçu par un plan récepteur se compose de deux parties:

S : rayonnement direct.

D : rayonnement diffus.

avec:

$$G = S + D \quad (\text{A.16})$$

A.3.1 Angle d’incidence θ du rayonnement solaire sur une surface

Soit une surface réceptrice du rayonnement solaire définie par son inclinaison sur l’horizontal “ i ” et son orientation par rapport au sud “ ν ” .

Le rayon incident est défini par sa hauteur “ h ” et son azimut “ a ”. L’angle d’incidence “ θ ” est l’angle formé par le rayon solaire incident et la normale au plan récepteur.

Il se calcule à l’aide de la formule trigonométrique générale:

$$\cos \theta = \cosh \cdot \cos i \cdot \cos(a - \nu) + \sinh \cdot \cos i \quad (\text{A.17})$$

Cette formule peut être simplifiée pour différents cas particuliers:

* plan horizontal.

$$\cos \theta = \sinh \quad (\text{A.18})$$

* Plan incliné, orienté vers le sud:

$$\cos \theta = \cosh . \sin i . \cos a + \sinh . \cos i \quad (\text{A.19})$$

A.3.2 Calcul de l'éclairement incident

L'intensité de l'éclairement qui arrive au sol sous incidence normale peut s'écrire:

$$I = A \exp\left(\left(\frac{-p}{p_0}\right) \cdot \left(\frac{B}{\cos \theta_z}\right)\right) \quad (\text{A.20})$$

avec:

$$\theta_z = \left(\frac{\pi}{2}\right) . h \text{ distance zénithale.}$$

$\frac{-p}{p_0}$: pression relative dans un lieu donné et pour une atmosphère standard (moyenne).

$$\frac{-p}{p_0} = \exp(-0,0001184 . \textit{Altitude}(m)) \quad (\text{A.21})$$

B : étant le coefficient de trouble caractérisant le sol ou bien le coefficient d'extinction.

A : l'intensité de l'éclairement hors atmosphère ou bien la constante solaire rectifiée.

Les valeurs mensuelles de A et B sont données par le tableau (A.3) :

A.3.3 Rayonnement solaire direct

L'intensité du rayonnement direct mesurée sur un plan perpendiculaire à sa direction est liée à la hauteur du soleil (h) sur l'horizon pour un ciel claire.

La composante "S" du rayonnement solaire direct est donnée par la relation suivante [3].

Table A.3: Les valeurs mensuelles de A et B

MOIS	$A(W/m^2)$	$B(Air\ masse^{-1})$	$C(Sans\ dim)$
JANVIER	1230	0,142	0,058
FEVRIER	1215	0,144	0,060
MARS	1186	0,156	0,071
AVRIL	1136	0,180	0,097
MAI	1104	0,196	0,121
JUIN	1088	0,205	0,134
JUILLET	1085	0,207	0,136
AOUT	1107	0,201	0,122
SEPTEMBRE	1151	0,177	0,092
OCTOBRE	1192	0,160	0,073
NOUVEMBRE	1221	0,149	0,063
DECEMBRE	1233	0,142	0,057

$$S = l \cdot \cos \theta \quad (\text{A.22})$$

A.3.4 Rayonnement solaire diffus

Cette part du rayonnement solaire provient de la voûte céleste par ciel clair, et petite par rapport à la valeur directe, mais n'est pas négligeable.

La composante "D" du rayonnement solaire diffus est déterminée par la relation suivante:

$$D = l \cdot \left(c \cdot \frac{(1 + \cos \theta)}{2} \right) + \frac{\rho \cdot (C + \sinh) \cdot (1 - \cos \theta)}{2} \quad (\text{A.23})$$

avec:

ρ : Albédo du lieu considéré, qui dépend de la nature du sol environnant

(tableau A.4).

Table A.4: Albédo du lieu considéré en fonction de la nature du sol

Nature du sol	terre cultivée	T sableuse	Gravier	Herbe sèche	sable clair
ρ moyen	0,16	0,20	0,22	0,30	0,32

A.3.5 Rayonnement solaire global

Le rayonnement solaire global étant la somme des deux rayonnement (direct et diffu)

Le rayonnement solaire global reçu par un plan déterminé est donc :

$$G = S + D = l \cdot \cos \theta + l \cdot (C \cdot ((\frac{1 + \cos \theta}{2}) + \rho(C + \sinh)(\frac{1 - \cos \theta}{2}))) \quad (\text{A.24})$$

$$G = l \cdot (\cos \theta + C \cdot ((1 + \cos \theta)/2 + \rho \cdot (C + \sinh) \cdot ((1 - \cos \theta)/2))) \quad (\text{A.25})$$

Appendix B

Les éléments de la matrice

Le modèle mathématique appliquée dans la cuve de stockage conduire au système des équations non linéaire, les équations qui regissent le comportement de ce système sont les suivantes:

$$a(1, 2) = \frac{dt}{M_1 c p_1} \left[\frac{\lambda_1 s}{h_1} \right]$$

$$a(1, 3) = 0$$

$$a(1, 4) = 0$$

$$a(1, 5) = 0$$

$$a(2, 4) = 0$$

$$a(2, 5) = 0$$

$$a(3, 5) = 0$$

$$a(2, 1) = \frac{dt}{M_2cp_2} \left[mcp_2Fc_2 + \frac{\lambda_2s}{h_2} \right]$$

$$a(2, 3) = \frac{dt}{M_2cp_2} \left[\frac{\lambda_2s}{h_2} \right]$$

$$a(3, 1) = \frac{dt}{M_3cp_3} [Fc(2)mcp_1]$$

$$a(3, 2) = \left[Fc(2)mcp_1 - Fc(3)mcp_2 - \frac{\lambda_3s}{h_3} \right]$$

$$a(3, 4) = \frac{dt}{M_3cp_3} \left[\frac{\lambda_3s}{h_3} \right]$$

$$a(4, 1) = \frac{dt}{M_4cp_4} [Fc(2)mcp_1]$$

$$a(4, 2) = \frac{dt}{M_4cp_4} [Fc(2)mcp_1 - Fc(3)mcp_2]$$

$$a(4, 3) = \frac{dt}{M_4cp_4} \left[Fc(3)mcp_2 - Fc(4)mcp_3 - \frac{\lambda_4s}{h_4} \right]$$

$$a(4, 5) = \frac{dt}{M_4cp_4} \left[\frac{\lambda_4s}{h_4} \right]$$

$$a(5, 1) = \frac{dt}{M_5cp_5} \left[\frac{\lambda_4s}{h_4} \right]$$

$$a(5, 2) = \frac{dt}{M_5 cp_5} [Fc(2)mcp_1 - Fc(3)mcp_2]$$

$$a(5, 3) = \frac{dt}{M_5 cp_5} [Fc(4)mcp_3]$$

$$a(5, 4) = \frac{dt}{M_5 cp_5} \left[Fc(5)mcp_4 + \frac{\lambda_4 s}{h_4} \right]$$

$$a(1, 6) = \frac{dt}{M_1 cp_1} [mcp_1 Fc(1)Tc + Kv_1 Su_1 Ta]$$

$$a(2, 6) = \frac{dt}{M_2 cp_2} [mcp_2 Fc(2)Tc + Kv_2 Su_2 Ta]$$

$$a(3, 6) = \frac{dt}{M_3 cp_3} [mcp_3 Fc(3)Tc + Kv_3 Su_3 Ta]$$

$$a(4, 6) = \frac{dt}{M_4 cp_4} [mcp_4 Fc(4)Tc + Kv_4 Su_4 Ta]$$

$$a(5, 6) = \frac{dt}{M_5 cp_5} [mcp_5 Fc(5)Tc + Kv_5 Su_5 Ta]$$

B.1 Cuve de stockage

La cuve de stockage est un élément indispensable du chauffe-eau solaire. Elle est destinée au stockage de l'eau chaude sanitaire provenant des capteurs solaires et restituée selon les besoins d'utilisation. C'est une enceinte rectangulaire à simple paroi l'isolation

thermique est assurée par la mousse polyuréthane. Une résistance électrique peut être incorporée dans la cuve servant pour un appoint

Elle est de forme cylindrique, de diamètre extérieur 445 mm et de capacité de stockage 270 litres. Ses extrémités sont fermées par deux viroles bombées et elle réalisée en tôle d'acier d'épaisseur 3 mm revêtue intérieurement par deux couches anti-corrosion (revêtement minéralo-synthétique).

B.1.1 Tuyauteries de raccordements hydrauliques

Les tuyauteries assurant la liaison hydraulique entre le capteur et le ballon sont en cuivre (diamètre extérieur 26 mm) et sont isolées de l'extérieur par une épaisseur de 25 mm d'isolant (Armaflex) maintenu par collage.

B.1.2 Les thermocouples

Les matériaux qui constituent les thermocouples doivent posséder les propriétés suivants:

- un coefficient de température élevé,
- une faible conductivité pour minimiser les pertes de chaleur par conduction
- une bonne résistance aux contraintes mécanique et thermiques.
- une fabrication possible sous la forme de fils de très faible diamètre.

Un certain nombre de matériaux disponibles (le platine, le platine-rhodié 10%, le tungstène..) répondent à ces exigences et leurs propriétés sont regroupés dans le tableau (B.1)..

Table B.1: Principaux types de thermocouples et leur limites d'emploi

Thermocouples	intervalle de température	E mV(1)
cuivre/contantin Type T (diamètre 1,63mm)	-270 C° à 370C°	-6,258 à 19,027
fer/contantin Type J (diamètre 3,25mm)	-210 C° à 800C°	-8,096 à 45,498
Chromel/Alumel Type K (diamètre 3,25mm)	-270 C° à 1250C°	-5,354 à 50,633
Chromel/Alumel Type E (diamètre 3,25mm)	-270 C° à 870C°	-9,853 à 66,473
Platine-Rhodium (13%)/ Platine Type S(d=0,51 mm)	-50 C° à 1500C°	-0,236 à 15,576
Platine-Rhodium (10%)/platine Type R (diamètre 0,51 mm)	-50 C° à 1500C°	-0,226 à 17,445
Platine-Rhodium (30%)/ Platine-Rhodium(6%)/ Type B (diamètre 0,51 mm)	-0 C° à 1700C°	0 à 12,426
Tungstène-Rhénium (5%)/ Tungstène-Rhénium(26%)/	-0 C° à 2760C°	0 à 38,45

RESUME

L'originalité de ce travail effectué au sein du « Laboratoire de Développement des Energies Nouvelles et Renouvelables dans les Zones Arides et Sahariennes », basé principalement sur deux, parties essentielles: une partie théorique et une partie expérimentale, toutes les deux, concernent la détermination des performances d'un chauffe-eau solaire monobloc à circulation naturelle (thermosiphon), et le problème de stockage sous forme d'énergie thermique.

Cette étude nous a permis de déterminer la distribution de la température dans une cuve de stockage ainsi que le débit du fluide caloporteur circulant à l'intérieur du système en tenant compte de toutes les données géométriques du site. Ceci nous a amené à bien cerner les phénomènes d'écoulement par effet thermosiphon. Expérimentalement, les mesures prises le long de la boucle d'essais ont montré une bonne cohérence avec les prévisions numériques.

Expérimentalement, il reste à évaluer l'incidence de la surface de captation, de l'inclinaison du capteur, du volume de stockage, et de la matière et la dimension du système d'isolation sur la performance du système. Ceci fera l'objet d'une continuation de ce travail dans le cadre d'une recherche ultérieure.

Mots clés :

- *Chauffe-eau solaire, Capteur plan, Stockage d'énergie, Stratification de température, Cuve de stockage, Effet thermosiphon.*

SUMMARY

The originality of this work carried out within the « Laboratoire de Développement des Energies Nouvelles et Renouvelables dans les Zones Arides et Sahariennes » resides mainly in the study and the development of the technology of solar water-heaters ; this work is composed of two essential parts : a theoretical part and an experimental one, both of which are concerned with the determination of the performance of a cast solid solar water-heater with natural circulation for the production of domestic hot water.

This study enabled us to determine the temperature distribution in a storage tank as well as the flow of the coolant circulating inside the system by taking into account all of the site geometrical records. This allowed us to determine the flow phenomena associated with the thermosyphon effect. Experimentally, the measurements taken along the test loop showed good agreement with numerical expectations.

It remains to evaluate experimentally the effect of the collecting surface, the slope of the sensor, the volume of storage, and the matter and the dimension of the insulation system on the performance of the system. This will be the subject of a future work.

Key words: solar water-heater, plane sensor, energy storage, temperature stratification, storage tank, Thermosyphon affects.