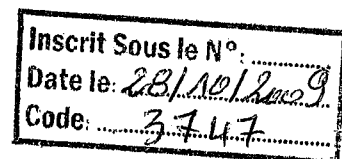


République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

THESE DE DOCTORAT



Présentée à

L'UNIVERSITE ABOU BAKR BELKAID – TLEMCEM
FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du grade de

DOCTEUR EN SCIENCES PHYSIQUES

Option : Physique Energétique et Matériaux

Par

AMARA Sofiane

**OPTIMISATION DES APPORTS D'ENERGIES HYBRIDES
DANS L'HABITAT ECONOMOME**

Soutenue le 11 Juin 2009 à l'Université de Tlemcen devant le jury d'examen composé de :

Président :	CHABANE SARI Nasr Eddine	Professeur	Université de Tlemcen
Directeur de thèse :	BENYOUCEF Boumediene	Professeur	Université de Tlemcen
Examineurs :	CHAKER Abla	Professeur	Université de Constantine
	BELHAMEL Maïouf		Directeur de Recherche CDER-Alger
	TOUZI Abdelkader		Directeur de Recherche URER/MS-Adrar
Invité :	Jean Pierre CHARLES	Professeur	Université de Metz

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

AVANT - PROPOS

Je remercie en premier lieu Dieu tout puissant de nous avoir accordé la puissance et la volonté pour terminer ce travail. Les travaux qui font l'objet de cette thèse de Doctorat ont été réalisés :

❖ A l'Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables – Tlemcen, Département de Physique de la Faculté des Sciences de l'Université Abou-Bakr Belkaïd de TLEMEN, sous la direction de Monsieur B. BENYOUCEF, Professeur émérite. Qu'il veuille bien trouver ici l'expression de ma profonde et respectueuse gratitude pour la clarté de son enseignement, les conseils judicieux et le soutien constant qu'il m'a prodigués au cours de l'élaboration de cette thèse, ainsi que l'esprit d'initiative et de recherche qu'il a su me transmettre.

❖ A l'Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien – Adrar, sous la direction de Monsieur A. TOUZI, Directeur de Recherche de l'URER/MS – Adrar pour le soutien financier qui m'a été accordé. Avec l'expression de ma grande estime et ma reconnaissance pour ses conseils hautement pédagogiques et scientifiques qu'il n'a cessé de nous prodiguer dans le cadre de ce travail, je lui en suis très reconnaissant.

Mes remerciements les plus élogieux vont à Monsieur N. CHABANE SARI pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury de thèse.

Je formule mes sincères remerciements à Madame A. CHAKER, et Monsieur M. BELHAMEL de nous avoir honoré par leurs présences au jury en tant qu'examineurs et Monsieur J. P. CHARLES autant qu'invité au jury de thèse.

J'adresse mes remerciements à toute personne m'ayant apporté aide et soutien durant la réalisation du présent travail, particulièrement à ceux qui ont apporté une certaine contribution à son accomplissement et dont les noms figurent sur les différentes publications et communications.

J'exprime mes vifs remerciements à ma famille pour l'aide et les multiples soutiens et encouragements prodigués tout au long de la préparation du présent travail.

*A Meryem
A Hind
A la famille AMARA
A la famille Guellil*

*“ Il faut distinguer pour les décennies à venir
le prévisible, le probable et l'incertain,
en tenant compte que très souvent l'inattendu arrive. ”*

Edgar Morin

*“Être conscient que demain existera et que je peux avoir une
influence sur lui est le propre de l'homme”*

Albert Jacquard

*“C'est une triste chose de songer que la nature parle et que le genre
humain ne l'écoute pas”*

Victor Hugo

*“ Une nouvelle manière de penser est nécessaire si l'humanité veut
survivre ”*

Albert Einstein

“Va prendre tes leçons dans la Nature”

Léonard de Vinci

“Agir dès maintenant, c'est l'urgence”

Hubert Reeves

*“ Dans la vie, il y a deux catégories d'individus :
Ceux qui regardent le monde tel qu'il est et se demandent pourquoi.
Ceux qui imaginent le monde tel qu'il devrait être et se disent:
pourquoi pas ? ”*

George-Bernard Shaw

« Le temps du monde fini commence »

Paul Valéry

TABLE DES MATIERES

Nomenclature	4
Introduction générale	3
 Chapitre I : Les maisons bioclimatiques avec les différents apports d'énergies hybrides	
1. Introduction	7
2. L'habitat	10
2.1. L'enveloppe	13 11
2.2. Ventilation	14 12
2.3. Distribution et récupération de la chaleur	15 13
2.4. Production de chaleur	15 13
2.5. Stockage de la chaleur	16 14
2.6. Électricité	17 15
3. Les énergies renouvelables	17 15
3.1. Le rayonnement solaire	18 16
3.2. Energie éolienne	20 18
3.3. Energie hydraulique	20 18
3.4. La biomasse	21 19
3.5. Le bois énergie	21 19
3.6. La géothermie	21 19
3.7. La production de l'énergie à partir des déchets ménagers	22 20
4. Conclusion	22 20
 Chapitre II : Calcul des besoins énergétiques pour le chauffage et/ou le refroidissement d'un habitat sur le site de Tlemcen	
1. Introduction	25 23
2. Etat de l'art sur le confort thermique	25 23
3. Paramètres influençant le confort thermique	27 25
3.1. Caractéristiques géographiques	27 25
3.2. Radiations solaires	27 25
3.3. L'humidité relative	28 26
3.4. Vitesse de l'air	29 27
3.5. Température de l'air	29 27
4. Besoins énergétiques	30 28
4.1. Nombre de degré jours pour le chauffage et/ou le refroidissement	30 28
4.2. Le bâtiment	34 32
5. Adaptation de la ressource aux besoins	38 34
6. Conclusion	37 35
 Chapitre III : Etat de l'art sur la modélisation d'un ballon d'eau chaude sanitaire	
1. Introduction	40 38
2. Modèle stockage brassé	42 40
3. Modèle à volumes variables	42 40
4. Modèle zonal	45 43
5. Modèle multicouches	46 44
6. Comparaison du modèle de ballon installé dans Ca-sis type 81 avec le type 60 de Trnsys	55 53
7. Conclusion	62 60

A été change

Chapitre IV : Etude expérimentale du comportement thermique d'une cuve de stockage d'eau chaude sanitaire

1. Introduction
2. Description du système
3. Les essais réalisés
 - 3.1. Créneau de températures dans le ballon
 - 3.2. Influence de la température d'entrée
 - 3.3. Influence du débit d'entrée (essai n°5, 6 et 7)
 - 3.4. Influence du puisage sur le comportement thermique du ballon
4. Les échangeurs
 - 4.1 Evolution des températures dans le ballon (essai n°8)
 - 4.2. Influence du puisage (essai n°9)
 - 4.3. Influence de la position de l'échangeur à l'intérieur du ballon (essai n°10, 11 et 12)
5. Conclusion

~~64~~ 62
~~66~~ 64
~~68~~ 66
~~69~~ 67
~~74~~ 72
~~78~~ 76
~~81~~ 79
~~82~~ 80
~~84~~ 82
~~85~~ 83
~~86~~ 84
~~89~~ 87

Chapitre V : Conception et expérimentation d'un système de production et stockage d'eau chaude sanitaire

1. Introduction
2. Conception du prototype concentrateur
3. Conception de la cuve de stockage
4. Principe de fonctionnement
5. Résultats et discussions
6. Approche économique et les difficultés rencontrées
7. Conclusion

~~91~~ 89
~~94~~ 92
~~95~~ 93
~~96~~ 94
~~97~~ 95
~~100~~ 98
~~102~~ 100

~~104~~ 103
~~107~~ 105
~~110~~ 108
~~111~~ 110

Conclusion générale
Liste des figures
Liste des tableaux
Références

liste de

NOMENCLATURE

T_c	Température de confort
T_0, T_m	Température moyenne extérieure
φ	La latitude
λ	La longitude
G	L'irradiation globale
D	L'irradiation directe
S	L'irradiation diffuse
RH	L'humidité relative
T_{emax}, T_{amax}	Température extérieure maximale
T_{emin}, T_{amin}	Température extérieur minimale
DJU	Nombre de degrés jours unifiés
T_{smax}	Température au sol maximale
T_{smin}	Température au sol minimale
TMD	Température moyenne du diurne
TMN	Température moyenne du nocturne
SS	Surface du bâtiment
V	Volume du bâtiment
GG	Coefficient de déperdition volumique
P	La somme totale des déperditions
C	Les besoins énergétiques
V_i	les volumes des différentes couches dans le ballon
T_i	les températures des différentes couches dans le ballon
V_h	le volume délivré par le capteur solaire
T_h	la température du volume délivré par le capteur solaire
V_L	le volume puisé
T_D	la température du volume puisé
T_L	la température de l'eau froide entrante
N	nombre de zones (couches)
m_i	le débit de la $i^{\text{ème}}$ couche
C_p	chaleur spécifique
T_c	température de la couche limite
T_a	température dans la zone centrale

T_p	température de la paroi pariétale
$H(i)$	coefficient de convection de l'élément i
$S(i)$	surface de la paroi associée
V	volume du ballon
H	hauteur du ballon
V_t	Volume du ballon
UA	Coefficient des pertes
V_r	Volume du réservoir
m	Débit du fluide
T_i	Température de la couche i
t	Temps
E_{cr}	Ecart radial des températures
E_{ca}	Ecart axial des températures
M	La masse volumique
C_p	La capacité calorifique
T_e	Température d'entrée du fluide
T_s	Température de sortie du fluide
T_{ec}	Température d'entrée échangeur
T_{es}	Température de sortie échangeur
r^2	Le facteur de corrélation
f	La distance focale
DD	Diamètre du concentrateur
ϕ	Ouverture numérique du concentrateur ou demi-angle
C^{\max}	La concentration maximale
C	La concentration
θ_s	Demi-angle effectif solaire
d_{\max}	Diamètre de la distance focale
l	Longueur de la fibre optique
τ	L'atténuation moyenne
$\theta_F, (NA)$	Ouverture numérique de la fibre optique
H	Hauteur du ballon de stockage

INTRODUCTION

GENERALE



En cette fin de millénaire, l'heure est propice aux bilans surtout sur ce dernier siècle qualifié de technologique, voire matérialiste. Des termes surgissent couramment dans la littérature tant profane que spécialisée. Notamment :

- * Le développement économique et sa disparité mondiale,
- * Les ressources énergétiques et leur pérennité,
- * L'environnement et son devenir.

Il n'est pas étonnant de regrouper ces mots car le développement économique, les ressources énergétiques et l'environnement sont inextricablement liés. En effet, le développement économique entraîne des exigences grandissantes de la société dans sa course vers l'amélioration de son bien-être. En parallèle, une sensibilisation sur l'épuisement des ressources énergétiques se développe dans cette même société. Le développement économique, avec une utilisation intensive et souvent irrationnelle des énergies, met en péril notre écosystème. La conférence de Kyoto, par exemple, a tiré la sonnette d'alarme sur les gaz à effet de serre (GES), dioxyde de carbone CO₂, méthane, oxyde nitreux, chlorofluorocarbures CFC. Tous ces gaz renforcent l'effet de serre naturel.

L'analyse des secteurs réputés grands consommateurs d'énergie et responsables des principales émissions de GES met en évidence le secteur du bâtiment qui représente à lui seul la plus grande consommation d'énergie, devant le secteur des transports, et contribue pour 25 à 30 % des émissions de CO₂.

D'autre part, le repérage des meilleures solutions énergétiques, respectant l'environnement et leurs répercussions économiques, est essentiel dans un programme de construction d'habitations saines. Les apports solaires passifs, le choix de la construction et l'inertie, l'énergie électrique et thermique, l'eau chaude sanitaire et leur conception optimale sont à prendre en considération.

De plus, sa contribution semble appelée à augmenter au cours des prochaines années en raison de la croissance des exigences en matière de confort (hausse des températures à l'intérieur du logement l'hiver et développement du refroidissement l'été). Ce constat a engendré un développement considérable de la recherche en énergétique afin de tendre vers une conception optimale du bâtiment. Les axes de recherche s'étendent de l'enveloppe (isolation, matériaux, vitrages...) jusqu'aux différents types d'installations techniques en incluant des systèmes de régulation et de gestion technique.

Depuis des siècles, les hommes ont utilisé des énergies naturelles. Pourquoi ne pas continuer de développer toutes ces ressources inexploitées ? Aujourd'hui, les regards s'orientent vers les énergies renouvelables et vers la valorisation des déchets.

Pour mieux comprendre et prédire les phénomènes intervenant dans le bâtiment, des efforts considérables sont fournis actuellement pour optimiser les exigences de confort et de santé tout en veillant aux questions économiques et aux impacts environnementaux y afférents.

Le travail présenté ici entre dans cette logique et est composée de 5 chapitres. La problématique est abordée au début du premier chapitre en faisant une revue sur les bâtiments bioclimatiques ainsi que sur les gisements des ressources énergétiques renouvelables dans le monde et plus particulièrement en Algérie.

Le chapitre II traite les paramètres influençant le confort thermique des occupants à l'intérieur du bâtiment et le calcul des besoins énergétiques pour le chauffage et/ou le refroidissement à satisfaire. Ensuite, un état de l'art est présenté sur la modélisation d'un ballon de stockage en évoquant les différentes recherches effectuées. Puis, dans le chapitre VI une étude expérimentale est abordée sur le comportement thermique d'une cuve de stockage d'eau chaude sanitaire.

La dernière partie de ce travail est consacrée à une étude expérimentale d'un système à concentration de production et stockage d'eau chaude alimenté par fibre optique.

CHAPITRE I

**Les maisons bioclimatiques avec les
différents apports d'énergies
hybrides**

1. Introduction

La crise du pétrole survenue en automne 1973 a fait prendre conscience aux pays industrialisés de la précarité de leurs approvisionnements en énergie et de la nécessité de se pencher sur les nouvelles technologies [1].

Il y a à peine quatre ans, les cours du pétrole oscillaient autour de 30 dollars le baril, soit 20 % du prix actuel (Juillet 2008), l'évolution est donc spectaculaire. L'évolution de la consommation pétrolière est structurellement liée à la croissance économique; les facteurs climatiques n'ayant qu'une influence à court terme. Par ailleurs, l'élasticité de la demande apparaît de plus en plus faible. Selon l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), la demande pétrolière mondiale est estimée à 86,8 millions de barils/jour en 2008. Les pays de la zone OCDE constituent le principal pôle de consommation dans le monde et représentent près de 60 % de la demande mondiale. Il est édifiant d'apprendre qu'en 1985 la demande dans le monde n'était que de 10.7 milliards TEP (tonnes équivalent pétrole) contre 4.5 en 1970 ce qui correspond à une augmentation de 138% en 15 ans [2], alors qu'aujourd'hui elle atteint les 15.35 milliards TEP, presque 198%, la Fig.1, illustre parfaitement cet état de fait. [3, 4, 5]

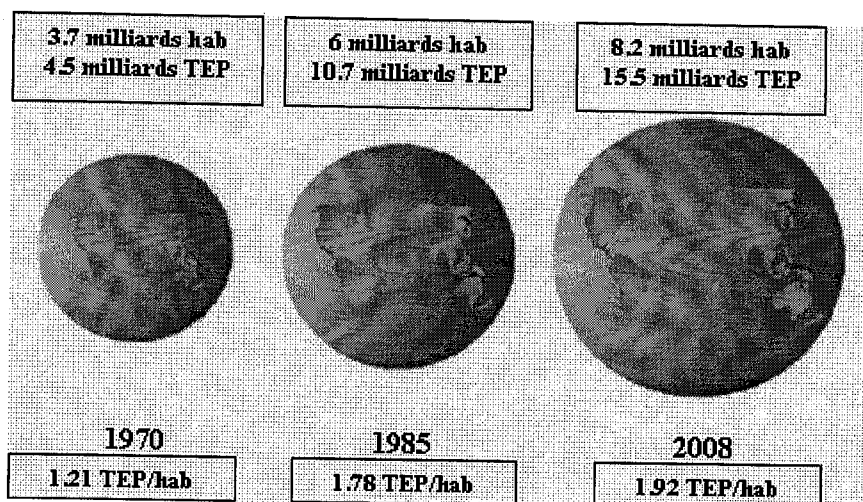


Fig.1 : Croissance de la population et de la demande mondiale d'énergie
(Source : AIE)

Depuis 2004, les opérateurs sur les marchés pétroliers sont préoccupés par l'équilibre instable entre la demande et l'offre mondiales, qui a un peu de mal à suivre. L'actuel choc pétrolier est différent des autres chocs pétroliers de par son ampleur, sa durée (la durée de l'actuel choc pétrolier est de plus de 60 mois (depuis 2002) contre 10 mois en 1979 et de 9 mois en 1973) et sa nature : les deux premières crises pétrolières sont des chocs d'offre de production. La crise actuelle est un choc de demande. [6]

Afin de remédier à cette crise énergétique, il est nécessaire de mettre au point et de développer des sources d'énergie alternatives et/ou de substitution. Les énergies renouvelables qui rentrent dans ce contexte, diminuent notamment la consommation d'énergies fossiles et induisent d'autres modèles de production énergétique contribuant efficacement au développement durable.

Le développement durable pourrait être défini comme étant :

« Un développement qui répond aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures à répondre aux leurs », [7]

Depuis plusieurs années, la référence au "développement durable" s'est largement diffusée à l'échelle internationale. Ce concept phare, aujourd'hui chargé de nombreuses exigences visait initialement à exprimer la volonté de reconsidérer les modes de développement sous l'angle de leur impact environnemental, mais en même temps de replacer l'intérêt pour la conservation de l'environnement et des ressources naturelles à travers une perspective de développement économique et social intégré (Fig.2) [8].

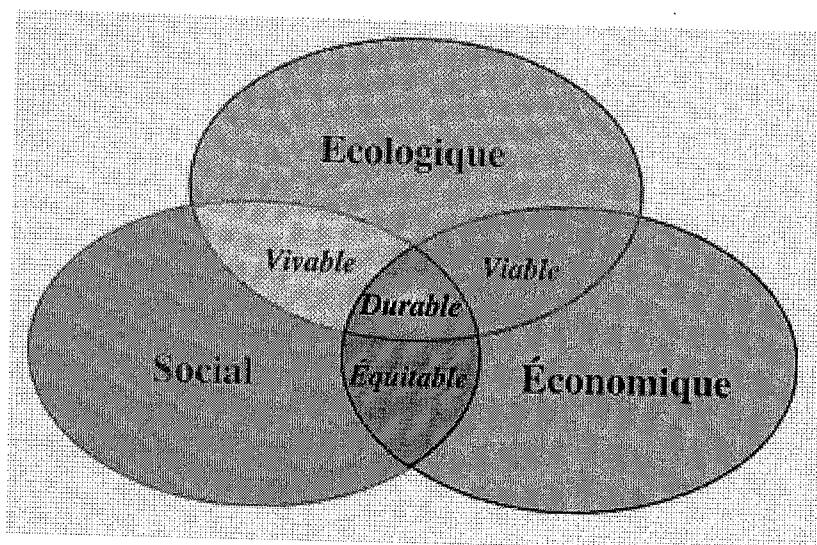


Fig.2 : Schéma du développement durable

Le développement durable est utilisé aujourd'hui comme un nouveau repère pour aborder une grande variété de problèmes touchant au long terme l'insertion de l'activité de l'homme dans l'environnement planétaire [9]. La pensée au développement urbain n'y échappe pas. Le développement durable des villes est devenu l'une des nouvelles préoccupations des milieux associatifs [10], et de certaines institutions [11].

Le passage du charbon au pétrole puis au gaz a diminué les rejets de carbone dans l'atmosphère. Cependant, lentement et inexorablement, le taux de dioxyde de carbone continue d'augmenter régulièrement dans l'atmosphère : il est passé en deux siècles de 280 parties par million (ou ppm) à 370 ppm. Cette augmentation fait craindre des changements climatiques irréversibles ; il paraît donc raisonnable de diminuer les rejets de gaz à effet de serre pour tendre vers le "zéro - émission de carbone".[12]

Nous allons passer en revue les options énergétiques pour un avenir viable, en se concentrant sur les options qui pourraient réduire ou limiter au mieux le niveau des émissions de dioxyde de carbone.

Le principal défi se rencontre dans les secteurs du transport, de l'industrie et de l'habitat, qui représentent à eux seuls 90 % des émissions de gaz à effet de serre (Fig.3) [13, 14,15].

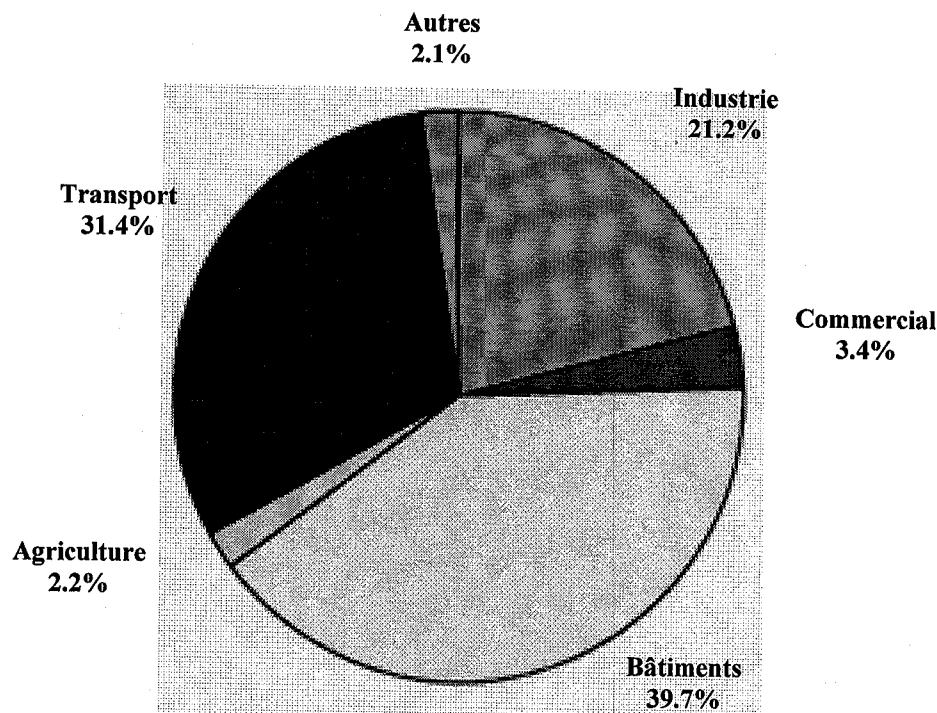


Fig.3 : Distribution de la consommation d'énergie

Nous allons focaliser la lumière sur l'habitat plus particulièrement.

2. L'habitat

En ce qui concerne l'habitat, le renforcement de la réglementation thermique et l'apparition de matériaux isolants efficaces ont déjà réduit la consommation d'énergie de 372 KWh/m²/an, en 1973 à 245KWh/m²/an, aujourd'hui. Toutefois, il reste beaucoup à faire pour atteindre les performances des bâtiments à basse consommation ou habitations bioclimatiques, dites aussi passives, voire à énergies positives ou durable [16, 17].

La meilleure façon d'économiser de l'énergie dans un habitat neuf, tout en gardant un degré de confort important pour le résident, est de définir un concept de base s'appuyant sur trois principaux critères: le bioclimatisme, les paramètres de confort et un système adéquat de construction [18].

Des maisons construites ou rénovées, devraient aujourd'hui être conçues de deux manières :

1. Dans le bâtiment, le pétrole et le gaz naturel cesseront d'être une source d'énergie peu coûteuse et fiable.
2. Les sources d'énergie renouvelables, qui doivent remplacer les combustibles fossiles, seront de plus en plus sollicitées.

En conséquence, la conception du logement devrait viser la très faible consommation d'énergie, pour cela les étapes requises sont :

* Réduire la demande énergétique par:

- L'orientation du bâtiment (plein sud);
- La diminution des déperditions de chaleur (calfeutrage des fentes, double vitrage,...);
- La réduction de chaleur et le transport d'air par l'enveloppe;
- La récupération de la chaleur de l'air puisé pour le chauffage d'air frais à l'entrée;
- L'utilisation des systèmes à haute efficacité énergétique;

* Utiliser des sources d'énergie renouvelables;

- Gains solaires des fenêtres,
- Utilisation des systèmes solaires thermiques et de biomasse;
- Utilisation des systèmes photovoltaïques (PV).

Un tel logement, jusqu'ici, coûte jusqu'à 10% de plus que les logements classiques. Cet investissement apporte également des améliorations de confort de plusieurs façons :

- Une meilleure qualité d'air grâce à une ventilation contrôlée automatisée;
- Une amélioration du confort thermique depuis les murs et en particulier, les surfaces des fenêtres;
- Un meilleur éclairage naturel pour maximiser l'efficacité énergétique;

Afin de tenir compte de ces conditions, nous allons présenter le choix des technologies qui peuvent être appliquées pour la construction des maisons à haut rendement énergétique:

- Traiter l'enveloppe de construction,
- Assurer une ventilation convenable,
- Permettre une distribution de chaleur homogène (souvent à l'aide du système de ventilation),
- Produire et stocker la chaleur,
- Produire de l'électricité.

Toute technologie adoptée dans la construction des habitations doit s'assurer que la chaleur reste à l'intérieur des locaux pendant la saison de chauffe, et à l'extérieur pendant l'été. Pour des raisons de confort et d'économie d'énergie, l'enveloppe doit être hermétique. Par ailleurs, il s'agit de garantir un approvisionnement en air frais, d'où la nécessité d'un système de ventilation. Enfin, il y a lieu de produire et de distribuer des petites quantités de chaleur nécessaire pour l'espace et le chauffage de l'eau. Comme pour le chauffage des logements, le premier objectif est de réduire au minimum les besoins en électricité.

2.1. L'enveloppe

Le dilemme lors de la réalisation de l'enveloppe est d'atteindre un haut degré d'isolation avec un minimum d'épaisseur de paroi. Il s'agit d'ajouter, en plus du rôle d'isolation, un rôle de stockage d'énergie.

La recherche de matériaux à très faible conductivité, ainsi que les travaux sur la maîtrise des ponts thermiques contribuent fortement à l'amélioration des performances des enveloppes. Les contraintes climatiques sont variables tout au long de l'année, voir même contradictoires entre l'hiver et l'été. L'enveloppe doit s'adapter à son climat local (conception intégrée).

Les besoins en chauffage et en climatisation sont les plus grands puits énergétiques d'un bâtiment. En développant l'enveloppe, ces consommations peuvent être significativement réduites et maîtrisées.

Les quantités de chaleur produites par les habitants, par les appareils électroménagers, par le soleil, par le sol sont autant de sources d'énergie que l'enveloppe doit pouvoir utiliser et restituer en saison hivernale. Le vent ainsi que le sol peuvent aider l'enveloppe à conditionner l'atmosphère de l'habitat en saison estivale. Un certain nombre de technologies allant dans ce sens existent déjà : les puits canadiens (ou puits provençaux) permettent un préchauffage et un pré refroidissement de l'air; les parois largement vitrées au sud apportent un gain de chaleur non négligeable; les échangeurs double flux récupèrent l'air pollué pour chauffer l'air neuf; les parois double-peau permettent un préchauffage de l'air et également d'augmenter la ventilation dans et autour du bâtiment.

Toutes ces technologies ou concepts peuvent être optimisés de façon globale en les intégrant dans une enveloppe hybride. En couplant ces éléments et en y associant une forte inertie, on peut garantir des fourchettes réalistes de température et d'humidité.

L'enveloppe est alors un véritable échangeur thermique intégrant : convection, rayonnement, chaleur sensible (conduction) et chaleur latente (changement de phase). [19]

Par exemple, l'investissement dans une façade fortement isolée fournit une grande économie d'énergie pendant la durée de vie de la structure. Une fois construit, il est difficile et probablement peu rentable de faire des améliorations.

2.2. Ventilation

Bien que la physique impose une contrainte sur les systèmes d'isolation, les limites humaines posent elles aussi deux contraintes pour l'obtention d'une bonne qualité d'air dans la pièce. Tout d'abord, les occupants comme les matériaux produisent de l'humidité, le dioxyde de carbone (CO₂) et des odeurs. Deuxièmement, les occupants dans une pièce sont peu sensibles à la qualité de l'air.

Pour ces raisons, une ventilation mécanique est nécessaire. Afin de réduire la consommation d'énergie, la chaleur de l'air ambiant devrait être récupérée avant qu'elle ne soit épuisée. Ainsi, avec un faible budget, l'aération pourrait fournir un service de qualité supérieure, par exemple, éviter la stratification thermique et la propagation des poussières. Pour ajouter une autre application, le système de ventilation peut également être considéré comme moyen de transport de chaleur.

2.3. Distribution et récupération de la chaleur

Lorsque l'enveloppe est bien isolée, il y'a peu de déperdition donc peu de chaleur à distribuer à la chambre. Dans de nombreux projets de logements à haute performance énergétique, cela se fait en chauffant l'air de ventilation jusqu'à une température maximale de 50°C.

Dans les conditions climatiques les plus rigoureuses, il faut que le volume d'air à cette température soit assuré par un chauffage d'appoint électrique, ou par un ventilateur. D'autre part, il faut veiller à ce que le fait de réunir le chauffage et le froid à l'extérieur ne diminue pas l'humidité de la pièce au-dessus des niveaux admis.

Enfin, il faut s'assurer que l'électricité consommée par les moteurs du ventilateur ne tiens pas en échec l'objectif de faible consommation d'énergie. Une solution plus coûteuse est de préchauffer l'air ambiant dans un tube de terre. Un autre système, récemment adopté pour l'application résidentielle, est l'échangeur de chaleur.

2.4. Production de chaleur

« Les maisons zéro énergie » ou « maisons énergie plus » sont réalisées typiquement pour la production suffisante de l'électricité solaire photovoltaïque. Étant donné le faible rayonnement solaire au cours d'une journée d'hiver, la production d'énergie est minimale lorsque la demande de chauffage se produit, d'où la nécessité d'un apport supplémentaire en énergie.

Il s'agit donc de produire une plus grande quantité de chaleur à moindre coût. Plusieurs solutions, sont proposées :

- La pompe à chaleur, utilisant l'air épuisé de la pièce comme source de chaleur,
- Un échangeur de chaleur de ventilation,

Cependant, le système de chauffage peut délivrer soit 1KW d'électricité, soit 3KW de chaleur. Si le système est couplé à un échangeur de chaleur au sol (un antigel circulant dans un circuit enterré de pipe), une augmentation de la production de chaleur est possible. Les poêles à granulés offrent des avantages d'utiliser le bois comme combustible (CO₂ neutre), qui est hautement automatisée et fonctionnant avec un rendement élevé en raison de la combustion contrôlée. Pour les appartements d'un immeuble ou une rangée de maisons, la chaudière à gaz à condensation peut être une solution.

Outre le chauffage, la production d'eau chaude constitue une des applications privilégiées de l'énergie solaire dans le bâtiment, et ce, pour plusieurs raisons. La première tient à la nature du besoin. Les températures sont peu élevées : eau froide à température proche de l'ambiance ; et l'eau chaude entre 50 et 60°C. Une caractéristique intéressante de la production d'eau chaude sanitaire est la faible variation des besoins au cours de l'année, contrairement au chauffage. [20]. Pour des raisons écologiques, une solution évidente est le système solaire thermique.

Avec seulement 1 à 2m² de capteur par personne, on peut couvrir la moitié de la demande en eau chaude. En fonctionnant toute l'année, leurs coûts d'investissement sont plus vite amortis.

Certains pensent augmenter la surface du capteur par exemple, de 6m² à 20m² ou plus, et d'augmenter également le réservoir de stockage de 500 litres à 2000 litres, en vue de subvenir à une partie du besoin en eau chaude. Ces modifications, néanmoins, doivent tenir compte de la courte saison de chauffage du logement à haute performance.

2.5. Stockage de la chaleur

Le rayonnement solaire frappant l'enveloppe d'une maison peut facilement couvrir l'ensemble des besoins de chauffage d'espace et de production d'eau chaude durant toute l'année. Le problème est de tirer profit de ce rayonnement, avec un minimum de pertes et à un prix accessible. Sur une échelle moindre, le stockage permet de préserver la chaleur en périodes ensoleillées où la production de chaleur est supérieure à la demande, et ce, afin de la restituer pendant les périodes de froid (temps couvert).

La conception des cuves de stockage d'eau est optimisée, de diverses manières : très haut degrés de stratification, diminution des pertes de chaleur du réservoir et augmentation de l'efficacité globale du système capteur-stockeur.

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques de l'énergie solaire, non seulement au niveau des absorbeurs, mais aussi pour calorifuger les tuyauteries chargées de véhiculer la chaleur, le ballon de stockage et la maison elle-même.

Un autre moyen adopté pour l'accroissement de la capacité de stockage de la chaleur dans une construction est d'intégrer un matériau à changement de phase. Un exemple est l'ajout de la paraffine dans les panneaux qui augmente de façon spectaculaire leurs capacités thermiques.

2.6. Électricité

Il s'agit de la plus chère forme d'énergie qui consomme une grande quantité d'énergie primaire. En conséquence, il est fortement souhaitable de la produire à partir des radiations solaires frappant l'enveloppe du bâtiment. La conversion photovoltaïque de la lumière en électricité est une technologie prouvée, et fiable au fil des décennies, mais relativement plus coûteuse et avec des rendements faibles.

Toute fois, il est indispensable d'utiliser des appareils électriques qui consomment le moins possible d'électricité (rationalisation de la consommation d'énergie). [21]

3. Les énergies renouvelables

Afin de construire un habitat économe en énergie, le repérage des meilleures solutions énergétiques respectant l'environnement et rentable économiquement, sont essentielles. Aujourd'hui, les regards s'orientent vers les énergies renouvelables (ER) et vers la valorisation et le recyclage des déchets à des fins énergétiques.

Les énergies renouvelables participent à la sécurité de nos approvisionnements énergétiques et contribuent à un meilleur équilibre dans l'aménagement du territoire. N'engendrant pas de déchets et d'émissions polluantes, elles concourent directement à la protection de l'environnement.

Notre pays est classé troisième pays au monde en termes de capacités d'énergies renouvelables après l'Allemagne et l'Espagne. Son potentiel est évalué à 10 fois la consommation mondiale annuelle. [22]

Par énergies renouvelables, on entend essentiellement énergie solaire (thermique ou photovoltaïque), éolienne, hydraulique, géothermique, biomasse. Les techniques, matériels et procédés liés aux énergies renouvelables, sont très nombreux et ont des niveaux d'avancement technique, des prix et des performances très variés. [23]

Ces énergies sont présentées sous leur forme primaire. Pour les utiliser, il y a lieu de les convertir. [24]

3.1. Le rayonnement solaire

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus importants au monde.

La durée d'insolation sur la quasi totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3370 heures au Sahara (Adrar). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m^2 est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de $1700\text{KWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au Nord et $2250\text{ kWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au Sud du pays.[26, 29]. Il y a trois principales filières d'utilisation :

- La filière d'utilisation passive : Exploitation directe du rayonnement solaire. Un bâtiment purement solaire passif n'utilise pas d'énergie supplémentaire pour recueillir la chaleur solaire. Les bâtiments peuvent intégrer des dispositifs passifs qui ont des éléments actifs, par exemple ventilateurs, ceux-ci sont appelés "hybrides". Cependant, beaucoup de dispositifs de bâtiment qui sont généralement considérés comme des systèmes " passifs " transportent l'énergie au point d'utilisation par l'intermédiaire de petits ventilateurs ou moteurs.

L'emploi de la filière solaire passive est entravé par beaucoup de facteurs, comme illustré dans la Fig.4. [30]

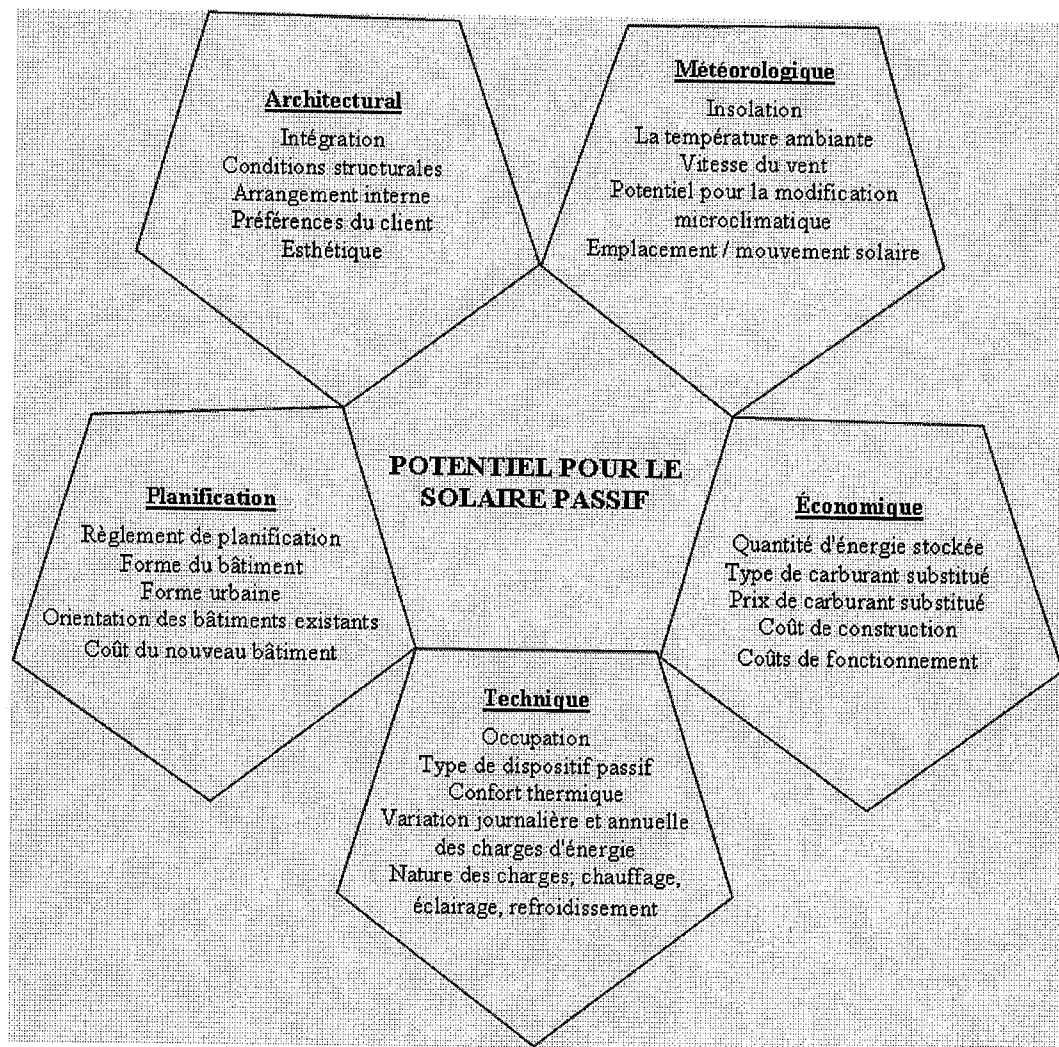


Fig.4 : Les facteurs influençant la conception solaire passive.

- Le photovoltaïque : La lumière du soleil (photons) est transformée directement en électricité (électrons) par des modules photovoltaïques.

Le solaire photovoltaïque est principalement utilisé pour alimenter en électricité les sites non reliés au réseau général de distribution : maisons isolées, refuges, balises, parcmètres. Une série de batteries emmagasine l'électricité pour la restituer pour un usage nocturne.

Des recherches importantes sont entreprises pour améliorer le rendement des cellules photovoltaïques et pour faire baisser les coûts de fabrication pour, à terme, pouvoir l'utiliser à grande échelle dans des conditions économiques raisonnables.

- Le photothermique : Les radiations solaires incidentes sont absorbées par le métal noirci qui réémet cette énergie sous forme de radiations de grande longueur d'onde. On fait passer un fluide caloporteur (de l'air ou de l'eau) sur celle-ci, où il se réchauffe [27].

Ce principe est utilisé soit pour fournir de l'eau chaude sanitaire (chauffe-eau solaire) soit encore pour contribuer au chauffage d'une habitation (plancher solaire). L'eau chaude ainsi produite, stockée dans un ballon, peut être utilisée de jour comme de nuit.

Plusieurs dizaines de milliers de chauffe-eau solaires sont aujourd'hui installés. Dans le nord, le climat moins favorable implique le recours à des chauffe-eau solaires mixtes et à l'électricité comme chauffage d'appoint.

La technique récente du « plancher solaire direct » a aujourd'hui dépassé le stade de l'expérimentation pour accéder à celui de la diffusion. Plusieurs dizaines de maisons en sont équipées.

3.2. Energie éolienne

Les aérogénérateurs (ou éoliennes) convertissent la force du vent en électricité. Ils sont constitués d'un mat (ou tour) sur lequel tourne une hélice composée de 2 ou 3 pales (de diamètre allant de 40 à 100 mètres pour les plus grandes éoliennes). Celles-ci utilisent la force du vent pour faire tourner une génératrice qui produit du courant électrique. Il existe des aérogénérateurs de forte puissance (1,2 MW, voir en projet, jusqu'à 5 MW) destinés à alimenter le réseau électrique, mais aussi de plus petites éoliennes susceptibles d'alimenter en électricité une maison isolée. Les éoliennes fonctionnent à pleine puissance de 2000 à 3000 heures par an, soit environ 1/3 du temps. L'Algérie a un régime de vents variable de 1.5 m/s à Alger jusqu'à 6.3 m/s à Adrar [29, 24, 25].

3.3. Energie hydraulique

Le mouvement de l'eau, dans une chute d'eau ou dans le courant d'une rivière est utilisé pour faire tourner une turbine qui actionne un générateur d'électricité. Dans le monde, l'énergie hydraulique représente environ un quart de l'énergie totale produite et prend une part de plus en plus importante. C'est la principale source d'énergie électrique pour un grand nombre de pays tels que la Norvège (99% de son énergie électrique), la République Démocratique du Congo (97%) et le Brésil (96%). La centrale d'Itaipú au Brésil a la plus grande capacité de production au monde (12 600 MW/an). Parmi les plus grandes installations, on peut également citer le barrage de Grand Coulee aux États-Unis (7000MW/an) et la Grande au Canada avec 7300MW/an. L'utilisation de l'énergie des vagues ou de la houle relève encore de la recherche [29].

En Algérie, il y'a de nombreux barrages qui sont construits sur des cours d'eau ainsi que de petites centrales hydrauliques. La production de ces centrales varie entre 200 et 300 MWh par an selon l'intensité des pluies. [24]

3.4. La biomasse

La biomasse regroupe l'ensemble de la matière végétale susceptible d'être collectée à des fins de valorisation énergétique. Elle est classée en plusieurs catégories selon son origine :

- Les sous produits agricoles, agroalimentaires et forestiers,
- Les sous produits de l'élevage (déjections animales),
- Les eaux résiduaires,
- Les déchets ménagers (décharges publics)
- Les cultures énergétiques, (microalgues, plantes aquatiques),

3.5. Le bois énergie

La combustion du bois fournit de la chaleur capable de couvrir totalement ou partiellement les besoins en eau chaude ou en chauffage des ménages ainsi que les besoins énergétiques des industries de transformation du bois.

Le bois énergie est aujourd'hui la deuxième énergie renouvelable, derrière l'énergie hydraulique. La ressource est principalement forestière.

La part consommée dans les chaufferies collectives, souvent associées à un réseau de chaleur, et dans les chaufferies industrielles s'élève à près de 1,5 Mtep/an : la ressource est constituée soit de sous-produit de l'activité forestière, soit de déchets issus des industries de transformation du bois.

3.6. La géothermie

La "chaleur de la terre" se présente sous forme de réservoirs de vapeur ou d'eaux chaudes ou encore de roches chaudes. Lorsque le réservoir géothermique est à une température modérée, cette ressource est exploitée pour la production de chaleur distribuée à son tour par un réseau de canalisation.

La capacité mondiale de production des installations géothermiques était d'environ 5 800 MW en 1990, de plus de 15 000 MW en 2000, et de l'ordre de 28 000 MW en 2005.

Les États-Unis sont les premiers producteurs d'énergie géothermique, avec 7 817 MW en 2005, suivis par la Suède (3 840 MW), la Chine (3 687 MW), l'Islande (1 791 MW), la Turquie (1 177 MW), le Danemark (821 MW)...., alors que dans notre pays plus de 200 sources chaudes ont été inventoriées dans le nord, parmi lesquelles un tiers environ ont des températures supérieures à 45°C, pour atteindre 98°C à Hammam Meskoutine où une installation assure le chauffage des serres [24].

Lorsque la température du réservoir géothermique permet de produire de la vapeur, il est possible de produire de l'électricité : c'est le cas de l'usine de Bouillante (Guadeloupe) qui a produit 20 GWh en 2001.

3.7. La production de l'énergie à partir des déchets ménagers

Il s'agit d'une source d'énergie fatale qui en l'absence de récupération serait rejetée dans la nature. La vapeur produite en utilisant la chaleur de combustion des déchets dans les usines d'incinération d'ordures ménagères est récupérée pour alimenter les réseaux de chauffage urbain, et le traitement des effluents et des déchets solides permet aussi la production d'électricité.

Aujourd'hui, on récupère l'énergie dégagée par l'incinération des déchets pour 80 % des tonnages brûlés. L'énergie récupérée, de l'ordre de 800 000 tonnes équivalent pétrole par an, correspond à la consommation annuelle d'énergie d'une ville de plus de 200 000 habitants, tous secteurs confondus, y compris les transports [28].

4. Conclusion

La maison bioclimatique est une maison saine où l'on se sent bien et qui s'insère parfaitement dans le cadre environnemental dans lequel on vit, qui tient compte des éléments essentiels que sont le sol, le relief, la végétation, l'orientation, le soleil et le vent, en somme des éléments naturels, des évidences et des réalités que nous avons oubliées et dont nos ancêtres tenaient compte. Le deuxième point fort de la maison bioclimatique c'est son architecture, le troisième ce sont les matériaux nobles et naturels utilisés. Tout ceci débouche sur un habitat « traditionnel » en harmonie avec le site, le climat et l'homme qui va y vivre.

Selon les besoins, une maison bioclimatique propose des solutions adaptées au cas par cas, avec des énergies renouvelables : puits canadien, géothermie, photovoltaïque, solaire, récupération des eaux de pluies, etc...

Afin de concevoir ces systèmes solaires, la maison doit reposer sur trois types de considérations :

- Quels sont les besoins à satisfaire ?
- Quelle est l'importance de la ressource solaire disponible ?
- Enfin, comment adapter au mieux la ressource aux besoins ?

Pour cela, nous faisons appel à l'expérimentation et la modélisation. C'est l'objet des chapitres suivants.

CHAPITRE II

**Calcul des besoins énergétiques pour
le chauffage et/ou le refroidissement
d'un habitat sur le site de Tlemcen**

1. Introduction

À l'heure actuelle, les points essentiels dans la conception des bâtiments sont orientés vers la prévision de la consommation d'énergie et, plus particulièrement la prédiction précise de l'environnement intérieur. Ces critères ne sont pas appropriés pour l'évaluation de la ventilation naturelle et le risque d'inconfort où la consommation d'énergie est la principale préoccupation des occupants du bâtiment.

La conception actuelle des bâtiments est principalement basée sur des critères d'économie d'énergies [31]; elle associe isolation, apports solaires et inertie ; et en omettant le plus souvent la notion de confort qui joue en fait deux rôles très importants dans la conservation d'énergie [30, 32] :

- Tout d'abord, la consommation d'énergie de tout bâtiment dépend des températures intérieures, parce que les pertes de chaleur par les surfaces du bâtiments ou par la ventilation dépendent essentiellement de la différence de température intérieure et extérieure. La sensibilité des occupants au climat intérieur a également des implications profondes dans la façon de contrôler l'environnement.
- En suite, la construction n'est considérée réussie que si le confort intérieur de l'environnement est atteint. Le confort thermique est généralement considéré par les occupants comme l'un des besoins les plus importants dans le bâtiment. En outre, il est prouvé que le confort thermique des occupants est lié à leurs perception de la qualité de l'air intérieur (Humphreys et al, 2002)[33] et de la productivité (McCartney et Humphreys, 2002)[34]. Le confort est également important parce que les occupants réagiront à n'importe quel inconfort par des actions de restauration de celui-ci. Ces actions peuvent elles mêmes avoir un coût énergétique – ouvrir une fenêtre quand le chauffage est allumé, par exemple, peut être une voie coûteuse de refroidissement d'un bâtiment surchauffé.

2. Etat de l'art sur le confort thermique

L'interaction thermique entre l'homme et son environnement est très complexe et a fait l'objet de plusieurs études. Entre autres, les processus internes par lesquels nous produisons et répondons à la chaleur et les processus du transfert thermique entre les humains et l'environnement. L'étude du confort thermique doit donc tenir compte de toutes ces considérations (McIntyre, 1980 ; Parsons, 2002a). [35, 36]

Quelques soit le type de construction, il est nécessaire de définir les conditions de confort à l'intérieur d'un bâtiment et ce pour établir un climat intérieur confortable (les «conditions de confort» ou «température de confort»). Car un certain nombre de facteurs influent sur l'équilibre thermique du corps humain, l'humidité et la circulation de l'air en plus du rayonnement et la température de l'air.

Dans ce sens, beaucoup de travaux ont présenté un "indice" basé sur la théorie d'échange thermique qui est en définitif la réponse probable à l'ensemble des conditions.

A partir de là, des indices ont été établis. Nevins et Gagge (1972) [37] ont introduit la notion de température effective (ET) et sa version étendue à la température effective standard (SET), qui ont constitué la base des normes de construction aux Etats-Unis (ASHRAE, 1992)[38]. L'indice le plus adopté pour le confort est le vote moyen prévisible (PMV) du Fanger (1970)[39].

Cet indice prévoit la voix moyenne de confort d'un groupe de personnes sur l'échelle d'ASHRAE (tableau.1)[32]. En suite, il y a eu la révélation d'Olesen et Parsons (2002)[40] expliquant la signification des normes de confort en introduisant la nouvelle norme ISO.

Tableau.1 : Sept points de l'indice sur l'échelle ASHRAE

Echelle descriptive ASHRAE	Numérique	Equivalent
Canicule	+3	7
Chaud	+2	6
Tiède	+1	5
Neutre	0	4
Peu de fraîcheur	-1	3
Fraîcheur	-2	2
Froid	-3	1

En 1978 Humphreys [41] a établi une relation entre la température de confort et la température moyenne extérieure :

$$T_c = 13.5 + 0.54T_0 \quad (1)$$

Et en 2000 Humphreys et al [42], ont montré que cette relation était remarquablement stable entre les données de Humphreys (1978) et les données de deDear (1998)[43].

3. Paramètres influençant le confort thermique

Outre la température de l'air, le confort thermique dépend aussi de la température des surfaces délimitatrices, calculée à partir des radiations solaires incidentes, de l'humidité relative et de la vitesse de l'air.

Dans cette étude, nous allons concentrer nos travaux sur les habitations du site de Tlemcen.

3.1. Caractéristiques géographiques

Tlemcen est une ville située au nord – ouest de l'Algérie, à 580 Km de la capitale Alger, à une latitude de 34.56° , une longitude de -1.19° et une altitude de 830 m. Elle est caractérisée par des conditions climatiques assez particulières à savoir des étés chauds et secs et des hivers froids et rigoureux. Il est important de faire remarquer que son climat est quelque peu adouci par l'influence de la mer méditerranée relativement toute proche (à 45 Km).

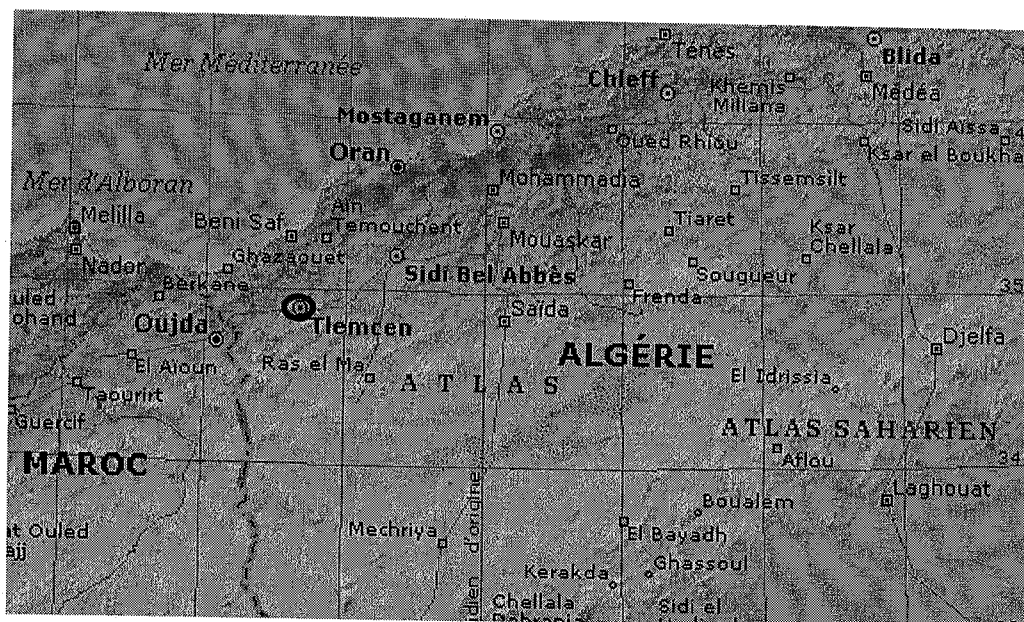


Fig.1 : Situation de la ville de Tlemcen (Carte d'Algérie) [44]

3.2. Radiations solaires

Toute utilisation du rayonnement solaire doit tenir compte des conditions climatiques locales et régionales. Il est largement admis que tous les processus atmosphériques observés sont la conséquence du rayonnement solaire reçu.

Ainsi, la mesure du rayonnement solaire revêt un caractère spécial.[45].

Pour cela, nous avons calculé la variation annuelle du rayonnement global direct, diffus horizontal et le global pour un plan incliné (Fig.2) [46]. Comme le montre la Fig.2, la plus grande croissance pour l'ensemble des rayonnements est située entre février et mars et que le maximum est obtenu en juillet pour l'horizontal, avec une légère stabilité du rayonnement global plan incliné entre mars et octobre. Les valeurs annuelles du rayonnement solaire diffus représentent 35-44% du rayonnement global.

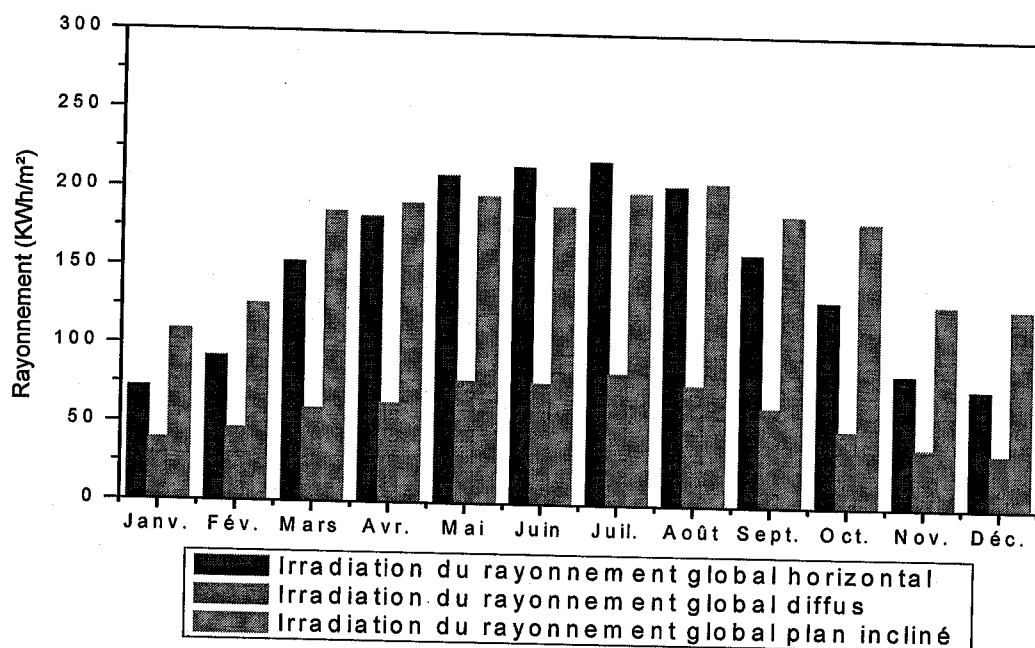


Fig.2 : Variation du rayonnement global, diffus horizontal, ainsi que le global plan incliné

3.3. L'humidité relative

L'humidité atmosphérique joue un rôle primordial dans le confort du bâtiment. A des températures de l'air élevées, conjuguées à une humidité excessive, il y a un inconfort qui est ressenti par les occupants. La ville de Tlemcen est caractérisée par une humidité relative modérée, qui en général, ne crée pas d'inconfort.

En étudiant la variation annuelle de l'humidité relative, nous notons que le maximum est observé au cours des mois de janvier et décembre, avec une légère décroissance de janvier à mars, ainsi qu'un minimum durant le mois de juillet.

Comme le montre la Fig.3, la valeur annuelle moyenne de l'humidité relative pour le site de Tlemcen est de 66%.

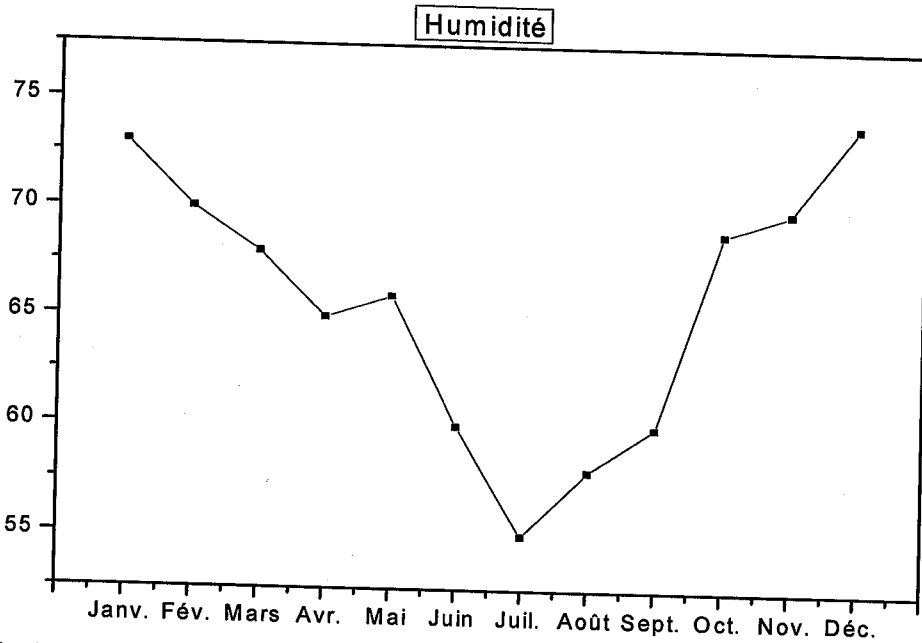


Fig.3: Variation mensuelle de l'humidité relative (%) du site de Tlemcen

3.4. Vitesse de l'air

La vitesse de l'air à l'intérieur des bâtiments est relativement faible, allant de 0 à 0,5 m/s, à moins qu'il y ait une ventilation naturelle ou forcée. Puisque la vitesse de l'air fluctue, la mesure doit être prise entre 3 et 5 minutes, pour obtenir une valeur moyenne raisonnable. L'instrument le plus généralement utilisé est l'anémomètre thermique [45].

3.5. Température de l'air

Il est difficile de définir avec exactitude les conditions de confort d'une habitation. Le confort thermique est donc fonction des changements ainsi que la température atteinte ; la largeur de la « zone de confort » dépendra donc de l'équilibre entre ces deux types d'action.

La relation adaptative entre la température de confort et la température extérieure peut être utilisée pour aider à concevoir l'intérieur des bâtiments (Fig.4). La température intérieure de confort (T_c) est calculée à partir des températures extérieures moyennes (T_m) et tracée sur une base mensuelle au même titre que la moyenne mensuelle du maximum journalier (T_{max}), et du minimum journalier (T_{min}) et de la température de l'air extérieur moyenne (T_m).

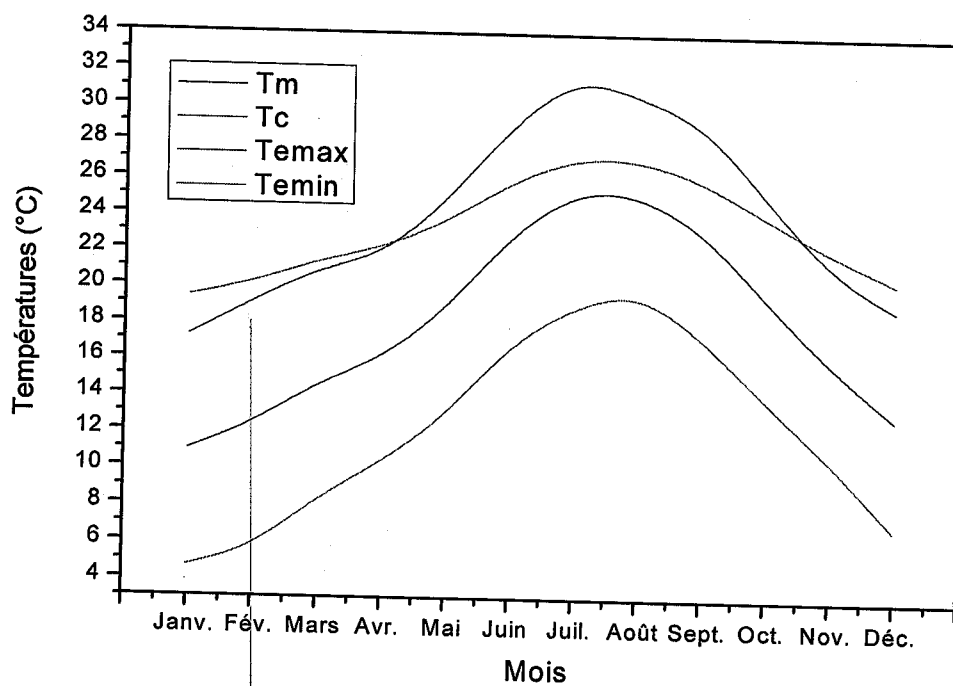


Fig.4 : Variations saisonnières des températures

Les courbes de températures consignées sur la Fig.4, montrent les variations saisonnières de la température moyenne de confort, T_c , à Tlemcen, et son rapport avec la moyenne journalière maximum, minimum et la température extérieure moyenne T_m . La relation utilisée pour calculer la température de confort à partir de la température extérieure est donnée par Humphreys (1978).

De telles courbes aident le concepteur à juger si le chauffage et/ou le refroidissement passif est possible pour un tel climat. Le rapport entre la température de confort et l'intervalle des températures extérieures montre si le refroidissement est nécessaire durant la période d'été ou le chauffage durant la période d'hiver pour maintenir le bâtiment confortable. Cette méthode a été employée par Roaf et al, 2001 pour définir le confort intérieur. [47]

4. Besoins énergétiques

4.1. Nombre de degré jours pour le chauffage et/ou le refroidissement

Indépendamment des variations de température dans l'environnement extérieur, les variations de la température de l'air dans les bâtiments sont d'un intérêt capital pour le confort des occupants. Pour l'évaluation des besoins énergétiques et dans un souci de maintien du confort à l'intérieur les variations des températures intérieures sont essentielles. Afin de calculer les besoins énergétiques, certains travaux ont introduit la notion du nombre de degré jours.

Cette quantité est, dans le cas où nous voulons chauffer durant la période hivernale ou refroidir durant la période estivale, le nombre de degré jour unifié. Le nombre de degré jour est défini comme la somme des écarts des températures moyennes journalières et la température que nous voulons maintenir constante à l'intérieur du bâtiment.

Afin d'évaluer le nombre de degré jour unifié (DJU) pour le chauffage et le refroidissement pour le site de Tlemcen, la connaissance des températures moyennes horaires et mensuelles est nécessaire pour un dimensionnement adéquat des générateurs photo thermiques, des serres agricoles et pour la climatisation des maisons. A cet effet, nous présentons les résultats de la modélisation des températures ambiantes du site de Tlemcen (Fig.5). [48]

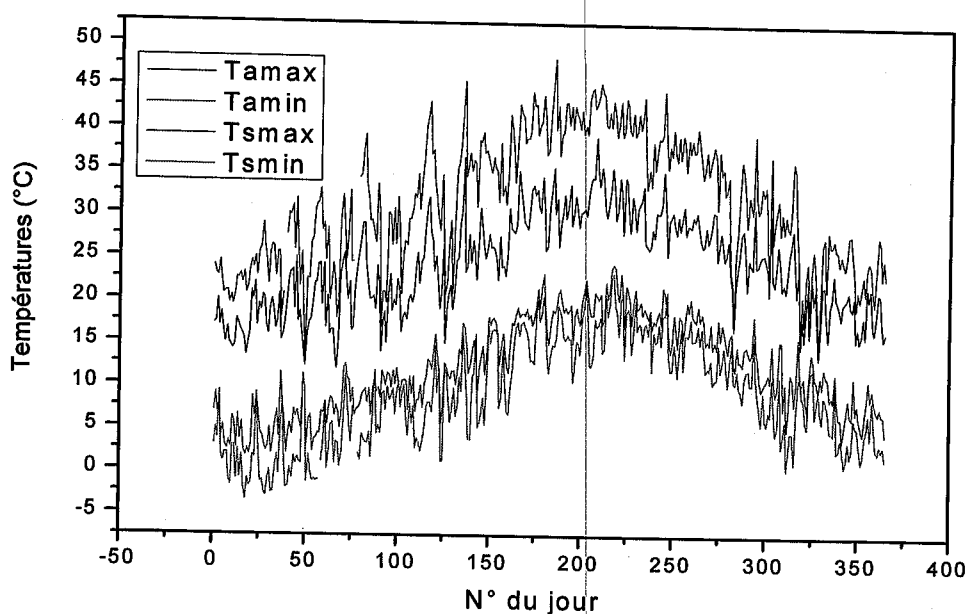


Fig.5 : Variation des Températures journalières (Max et Min) ambiantes et au sol du site de TLEMEN

A la lumière des résultats obtenus et présentés sur la Fig.5, l'écart entre les températures maximales et minimales du site de Tlemcen ne dépasse pas 10°C quelle, que soit la saison.

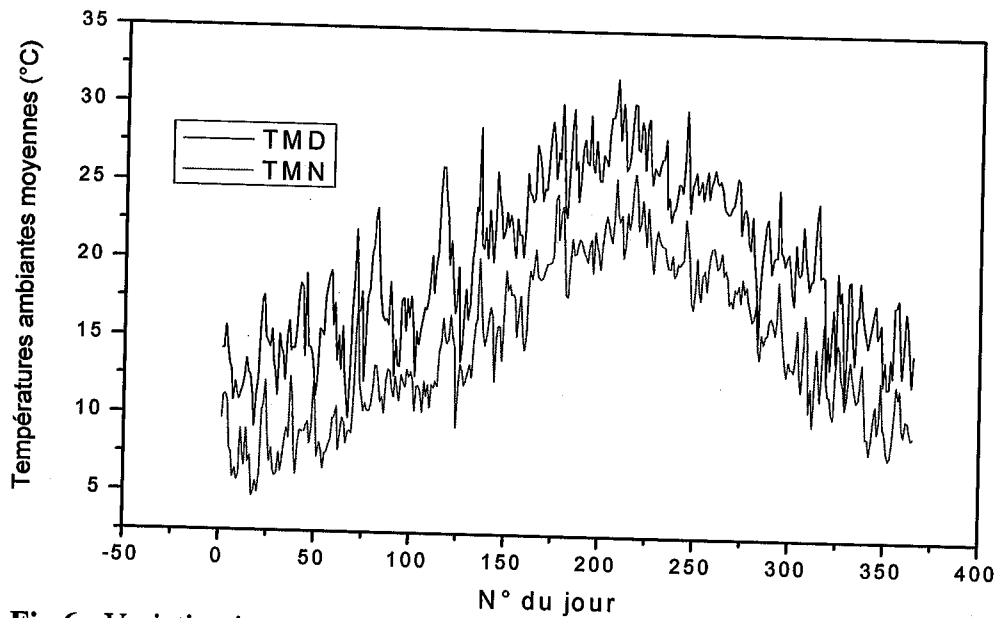


Fig.6 : Variation journalière des températures ambiantes moyennes diurnes (TMD) et nocturnes (TMN) du site de TLEMCEN

La Fig.6 montre la variation des températures ambiantes moyennes journalières pour le calcul du nombre de degré jours durant toute l'année pour un bâtiment considéré, implanté à Tlemcen.

A partir des données enregistrées présentées dans la Fig.6, nous pouvons tirer les valeurs consignées dans le tableau 2, ci après.

Tableau 2 : Calcul du nombre de degrés jours mensuel (Dj)

Mois	Tc	Températures moyennes ambiantes	Dj pour le chauffage			Dj pour la climatisation		
			15°C	Tc	18°C	22°C	Tc	25°C
Janvier	19,4184	10.43	141.41	192.5	234.41			
Février	20,1879	12.01	83.54	134	167.54			
Mars	21,4245	13.9	50.06	146	127.88			
Avril	22,1697	15.2	24	125.5	92.48			
Mai	23,706	17.89	5.24	91	33.82			
Juin	25,92	22.11				30.13	30	3.48
Juillet	27,2646	24.46				77.98	8	12.52
Août	27,189	24.19				68.93	19	12.33
Septembre	26,109	22.38				18.18	27	1.53
Octobre	23,9841	18.5	12.91	93.5				
Novembre	22,0644	15.56	19.13	117.5	76.31			
Décembre	20,5119	12.95	65.31	152	156.54			
Total			401.6	1052	888.98	195.22	84	29.86

D'après ce tableau, le site de Tlemcen est caractérisé par une durée de chauffage beaucoup plus longue (d'octobre à mai) dont le nombre de degré jour :

- Pour une température de confort (15°C), Dj = 401.6
- Pour une température de confort (18°C), Dj = 888.98
- Pour la température de confort calculé pour chaque jour, Dj = 1052

Et une courte durée de refroidissement de juin à septembre dont :

- Pour Pour une température de confort (22°C), Dj = 195.22
- Pour une température de confort (25°C), Dj = 29.86
- Pour la température de confort calculé pour chaque jour, Dj = 84

Après avoir calculé le nombre du degré jour, il est intéressant de dimensionner le bâtiment pour calculer les besoins énergétiques pour le chauffage et/ou le refroidissement.

4.2. Le bâtiment

Sur le plan architectural, le bâtiment est conçu de la manière suivante (Fig.7) avec une surface habitable de 165m^2 . Il y a lieu de prendre ici en considération, d'une part le volume habitable $V_h = 448\text{m}^3$, et d'autre part le coefficient de déperdition volumique G tenant compte de l'épaisseur des murs, des matériaux utilisés et du nombre d'ouvertures (Tableau 3).[49]

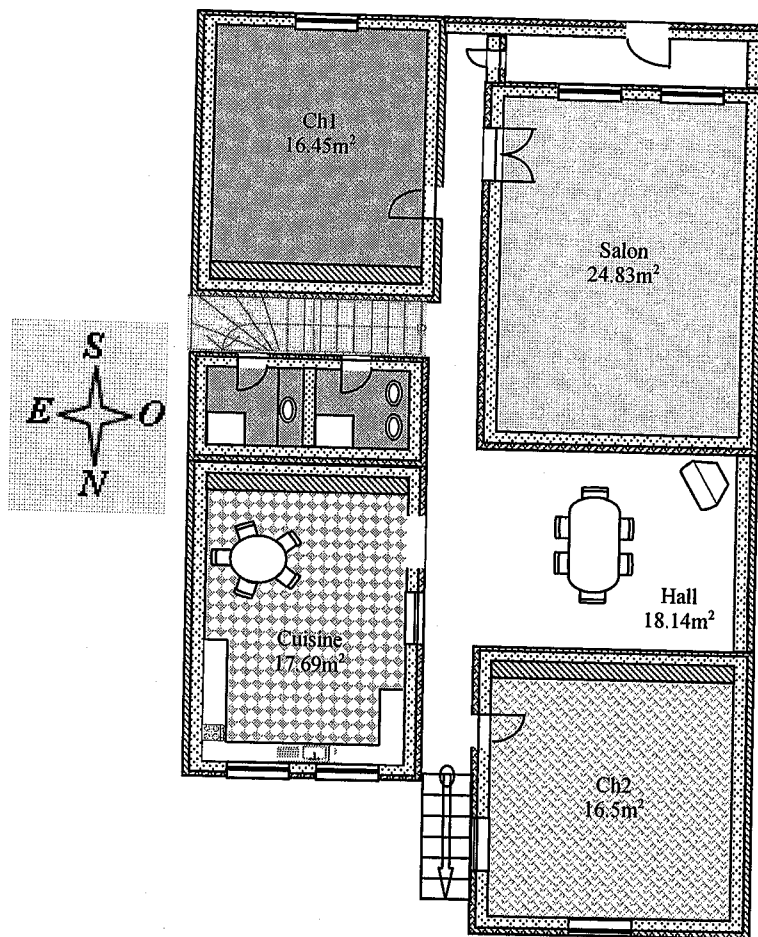


Fig.7 : Vue en plan du bâtiment

Tableau 3 : Total des déperditions d'énergie dans le bâtiment

<i>Déperditions</i>		<i>Murs</i>	<i>Fenêtres</i>	<i>Plancher</i>	<i>Toiture</i>	<i>Total des Déperditions</i>
<i>Salon</i>	<i>k</i>	3.5	5.8	4	4	
	<i>S (surface)</i>	62.1	6.8	35	35	
	<i>KS</i>	217.3	39.5	140	140	536.36
<i>Hall</i>	<i>S</i>	36.4	11.2	20	20	
	<i>KS</i>	127.4	64.96	80	80	352.36
<i>Pièce 1</i>	<i>S</i>	52	4	25	25	
	<i>KS</i>	182	23.2	100	100	405.2
<i>Pièce 2</i>	<i>S</i>	50.2	5.9	25	25	
	<i>KS</i>	175.7	34.22	100	100	409.92
<i>Cuisine</i>	<i>S</i>	52.9	8.7	30	30	
	<i>KS</i>	185.15	50.46	120	120	475.61
<i>Couloir</i>	<i>S</i>	52.4	32	15	15	
	<i>KS</i>	183.4	185.6	60	60	489
<i>SDB</i>	<i>S</i>	31	4.2	15	15	
	<i>KS</i>	108.5	24.36	60	60	252.86

Dans ces conditions, la somme total des déperditions (pour $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$) du bâtiment est de

$P = 2921.75\text{W}/^{\circ}\text{C}$, où le coefficient G de déperdition volumique est:

$$G = \frac{P}{V_h} = 6.52 \text{ (W / m}^3\text{ }^{\circ}\text{C)} \quad (1)$$

Bien qu'il soit plus difficile de tenir compte des exigences thermiques des occupants, ces derniers, accepteront-ils de ne pas utiliser certaines pièces en hiver pour le chauffage ou en été pour la climatisation ? Compte tenu de tout ça, on peut alors évaluer les besoins comme suit :

$$C = 24 * G * V_h * D_j \quad (2)$$

- Les besoins annuels en chauffage
 - Pour une température de confort de 15°C, d'octobre à mai : $D_j = 401.6$
Soit $C = 2815.33$ KWh équivalent à une facture électrique de 12606.1 DA, TTC, à raison de 4200DA par trimestre.
 - Pour une température de confort de 18°C, de novembre à mai : $D_j = 888.98$
Soit $C = 6232.02$ KWh équivalent 27883.85 DA, TTC, à raison de 9300DA par trimestre.
 - Pour la température de confort calculée T_c , d'octobre à mai : $D_j = 1052$
Soit $C = 7374.83$ KWh équivalent 33000 DA, TTC, à raison de 11000 DA par trimestre.
- Les besoins annuels en climatisation :
 - Pour une température de confort de 22°C, de juin à septembre : $D_j = 195.22$
Soit $C = 1368.55$ KWh équivalent 5750 DA, TTC, par trimestre.
 - Pour une température de confort de 25°C, de juin à septembre : $D_j = 29.86$
Soit $C = 209.32$ KWh équivalent 950 DA, TTC, par trimestre.
 - Pour la température de confort calculée T_c , de juin à septembre : $D_j = 84$
Soit $C = 588.86$ KWh équivalent 2650 DA, TTC, par trimestre.

5. Adaptation de la ressource aux besoins

Le fait qu'on ait le plus besoin de soleil au moment où il est le moins disponible constitue évidemment le principal handicap du chauffage solaire. La Fig.8 illustre parfaitement le déphasage entre ressources et besoins.

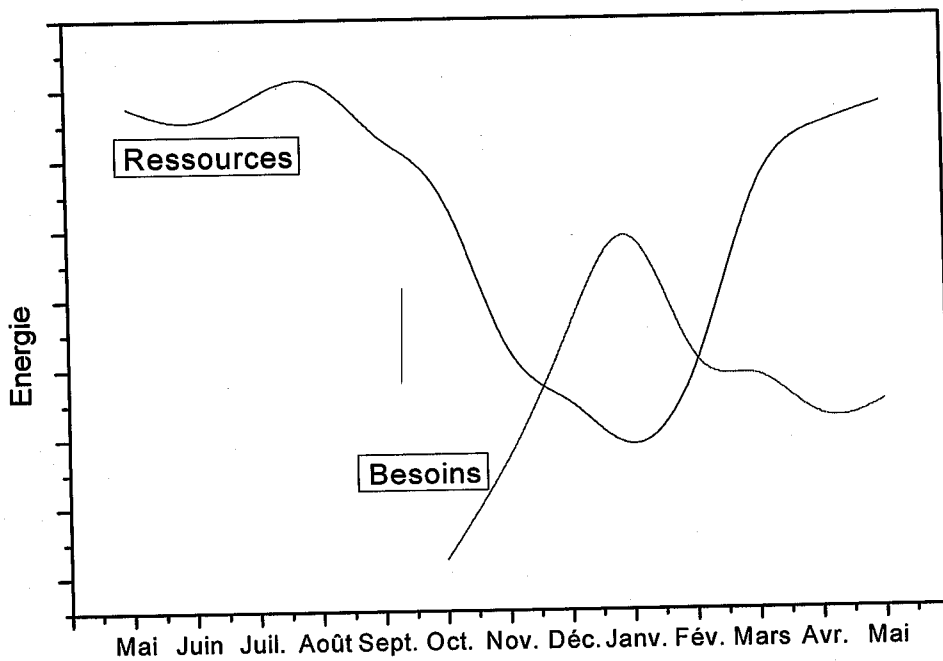


Fig.8 : Déphasage entre ressource et besoins pour le site de Tlemcen

Si l'on pouvait stocker une fraction de l'énergie estivale disponible jusqu'à son utilisation en hiver, les besoins en chauffage non – solaire pourraient être énormément réduits ou bien même supprimés.

En équipant une telle maison de capteurs solaires, d'importantes économies seront réalisées. En absence du stockage, la puissance installée restera la même, à tout moment, à la demande maximale représentée par la somme de toutes les puissances installées du pays.

6. Conclusion

L'objectif de cette étude est d'aboutir à des bâtiments ou locaux à bilan énergétique excédentaire pour maintenir une température intérieure stable. Elle met l'accent sur le calcul des besoins énergétiques pour un bâtiment implanté sur le site de Tlemcen, et qui a donné ce qui suit :

- Les besoins énergétiques pour le chauffage sont de l'ordre de 7374.83 KWh, équivalent à 11000 DA par trimestre.
- Les besoins énergétiques pour la climatisation sont de l'ordre de 588.86 KWh, équivalent à 2650 DA par trimestre.

Afin d'aboutir à des consommations annuelles réduites, il faut poser de solides bases sur l'enveloppe (murs, sols et toitures). Par ailleurs, il serait intéressant d'introduire l'énergie positive qui s'inscrit pleinement dans le contexte actuel de maîtrise de l'énergie (rationalisation), d'utilisation des énergies renouvelables, de développement durable et de stockage de chaleur.

C'est la raison pour laquelle nous avons décidé d'étudier plus profondément le comportement thermique du ballon de stockage.

CHAPITRE III

Etat de l'art sur la modélisation d'un
ballon d'eau chaude sanitaire

1. Introduction

Dans ce chapitre nous dressons un état de l'art sur la modélisation des ballons d'eau chaude sanitaire (ECS) en mettant l'accent sur les différentes technologies utilisées dans ces systèmes et les recherches effectuées dans ce domaine.

Une synthèse bibliographique non exhaustive a été faite sur différents modèles de systèmes, pour une meilleure compréhension des phénomènes en jeu, avec une évaluation la plus précise possible de la consommation énergétique.

Les modèles classiques de stockage d'eau chaude sont représentés par un ballon vertical alimenté vers le bas en eau froide et muni d'un puisage par le haut de l'eau chaude produite. La stratification thermique est modélisée en subdivisant le ballon en tranches horizontales suffisamment fines pour des raisons de stabilité numérique. Pour chaque tranche, sont établies les équations de bilan de masse et d'énergie sachant que l'écoulement ne se fait que de bas en haut (effet piston). La résolution du système global obtenu fournit les températures au sein de chaque couche du ballon en fonction du puisage d'eau, des énergies de chauffage (électricité la nuit et appoint solaire ou gaz le jour), l'emplacement des points d'apport énergétique...

L'objectif est d'en dégager un modèle permettant d'étudier les configurations classiques de circuits d'eau chaude solaire. Les différentes applications devront permettre la quantification des énergies stockables en fonction de la configuration du ballon, de son volume et des données climatiques.

Outre les capteurs, le composant essentiel d'un système de production d'eau chaude sanitaire est le ballon de stockage : les puisages d'eau chaude sont en effet irréguliers au cours de la journée et un stockage à court terme de l'énergie solaire est indispensable (Fig.1). Le couplage avec une énergie d'appoint est la plupart du temps nécessaire.

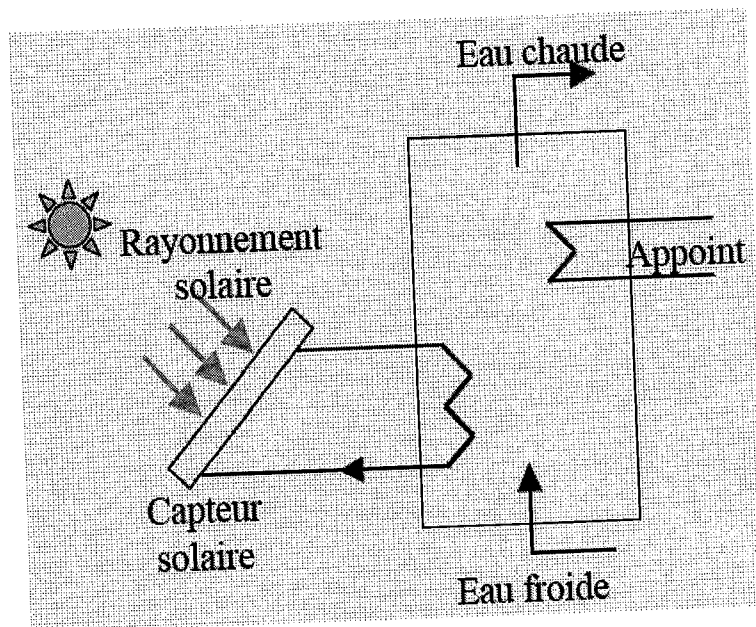


Fig.1 : Schéma d'un système de production d'eau chaude sanitaire

La quantité d'énergie réellement exploitable et contenue dans l'eau chaude stockée dépend notamment de la conception du stockage, de la position et conception de l'entrée et de la sortie d'eau, et enfin du principe de distribution. Il convient de veiller à ce que l'énergie stockée soit à la température la plus élevée possible et de maintenir dans le ballon un gradient thermique important.

L'énergie exploitable du ballon est augmentée dans ce cas grâce au phénomène de stratification. L'amélioration des performances énergétiques des installations solaires collectives doit favoriser cette stratification à l'intérieur du ballon. En effet, cette dernière permet d'obtenir une température en haut du ballon beaucoup plus élevée, ce qui a pour conséquence de diminuer l'énergie d'appoint. De plus, une température plus basse dans le bas du ballon améliore le rendement du capteur [50].

Plusieurs recherches ont été entreprises concernant les installations solaires domestiques d'eau chaude sanitaire (ECS). Elles ont montré que les performances énergétiques d'un système pouvaient être considérablement améliorées en utilisant la technique du faible débit. Ce dernier permet d'améliorer la stratification dans le ballon et de diminuer la consommation d'énergie des installations.

Le phénomène essentiel est la dépendance du rendement de captage en fonction de la température du fluide caloporteur, or cette température dépend de celle du ballon de stockage qui elle-même varie au cours de la journée.

Dans une première étape, nous allons détailler les différentes méthodes de modélisation telles que les méthodes multicouches, zonales, stockage brassée, volumes variables et bi ou tridimensionnels. Pour chacune des méthodes, nous rappellerons brièvement leur développement ainsi que la formulation mathématique des modèles associés. Enfin nous présenterons les applications de ces méthodes.

2. Modèle stockage brassé

L'approche stockage brassé considère que chaque zone d'un ballon est parfaitement et instantanément mélangée. Cette hypothèse de mélange parfait présente l'intérêt de pouvoir se limiter à un seul nœud pour la caractérisation de la température au sein du ballon. Les équations régissant les transferts de masse et de chaleur sont alors considérablement simplifiées et les outils utilisant cette méthode permettent ainsi de prédire rapidement le comportement du ballon sur de longues périodes de temps. Contrairement pour les ballons à grand volume, équipés avec des appoints électriques, le champ des variables caractéristiques (gradient de température) aura une distribution hétérogène à l'intérieur du ballon. Par conséquent, lorsque ce type de conditions apparaît ou que le modélisateur a pour objectif d'étudier le comportement du fluide à l'intérieur du ballon, il sera possible de prédire les caractéristiques à l'intérieur du ballon avec plus de détails.

3. Modèle à volumes variables

Dans le modèle à volumes variables, le ballon est divisé en 4 volumes V_i à une température T_i , comme indiqué sur la Fig.2. Les différents volumes V_i représentent les différentes couches dans le ballon. A un instant donné, le capteur solaire délivre un volume de fluide V_h à la température T_h (température du fluide de la boucle solaire). En supposant T_h supérieure à T_1 un nouveau segment est ajouté en haut du ballon. En même temps, un volume V_L à une température T_D est puisé ce qui implique l'entrée d'un volume d'eau V_L à température T_L (température de l'eau froide). Si T_L est inférieur à T_4 , alors le volume se retrouve en bas du ballon. Ainsi, les segments sortants des nœuds du ballon, retournent à la source solaire ou au puisage.

La température délivrée pour le puisage est définie par l'équation suivante :

$$T_D = \frac{V_H T_H + (V_L - V_H) T_L}{V_L} \quad (1)$$

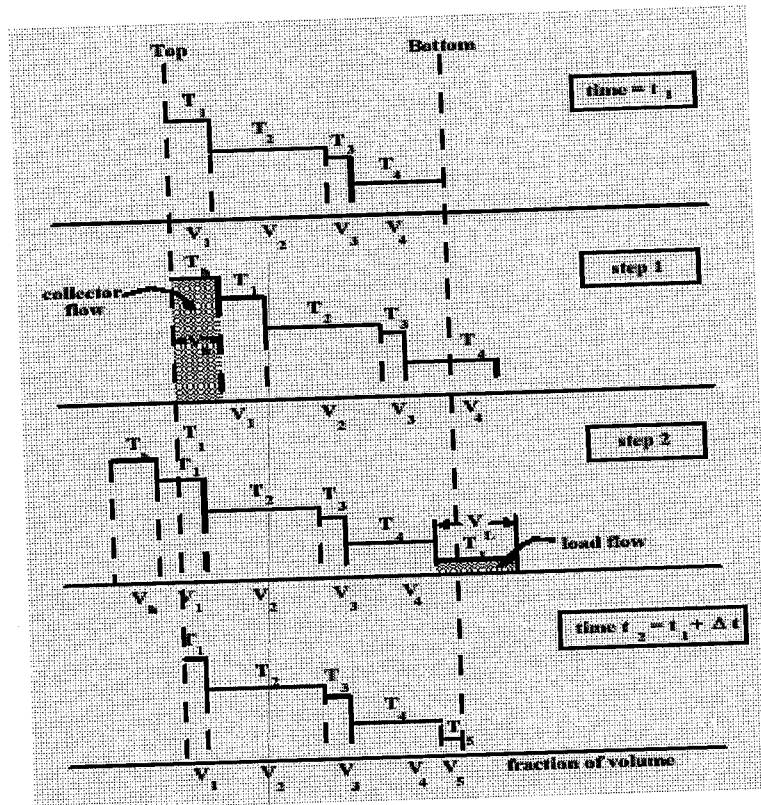


Fig.2 : Modèle à volumes variables d'un ballon ECS

La température moyenne de retour à la source de chaleur, T_R , est égale à T_L . L'épaisseur de chaque couche dépend donc du volume puisé et du volume de fluide chaud injecté [51].

Le Type38 de TRNSYS (Fig.3) est basé sur cette hypothèse et d'après cette figure nous pouvons constater l'apparition et la variation des volumes constituant le ballon. Ce modèle est bien indiqué pour les problèmes de stratification car les couches où il règne un fort gradient thermique peuvent être modélisées correctement et ceci sans avoir besoin de faible pas de temps, mais l'inconvénient de ce Type c'est qu'il ne tiens pas compte de la convection entre les différents couches qui entre en jeu ainsi que l'existence d'un seul double port.

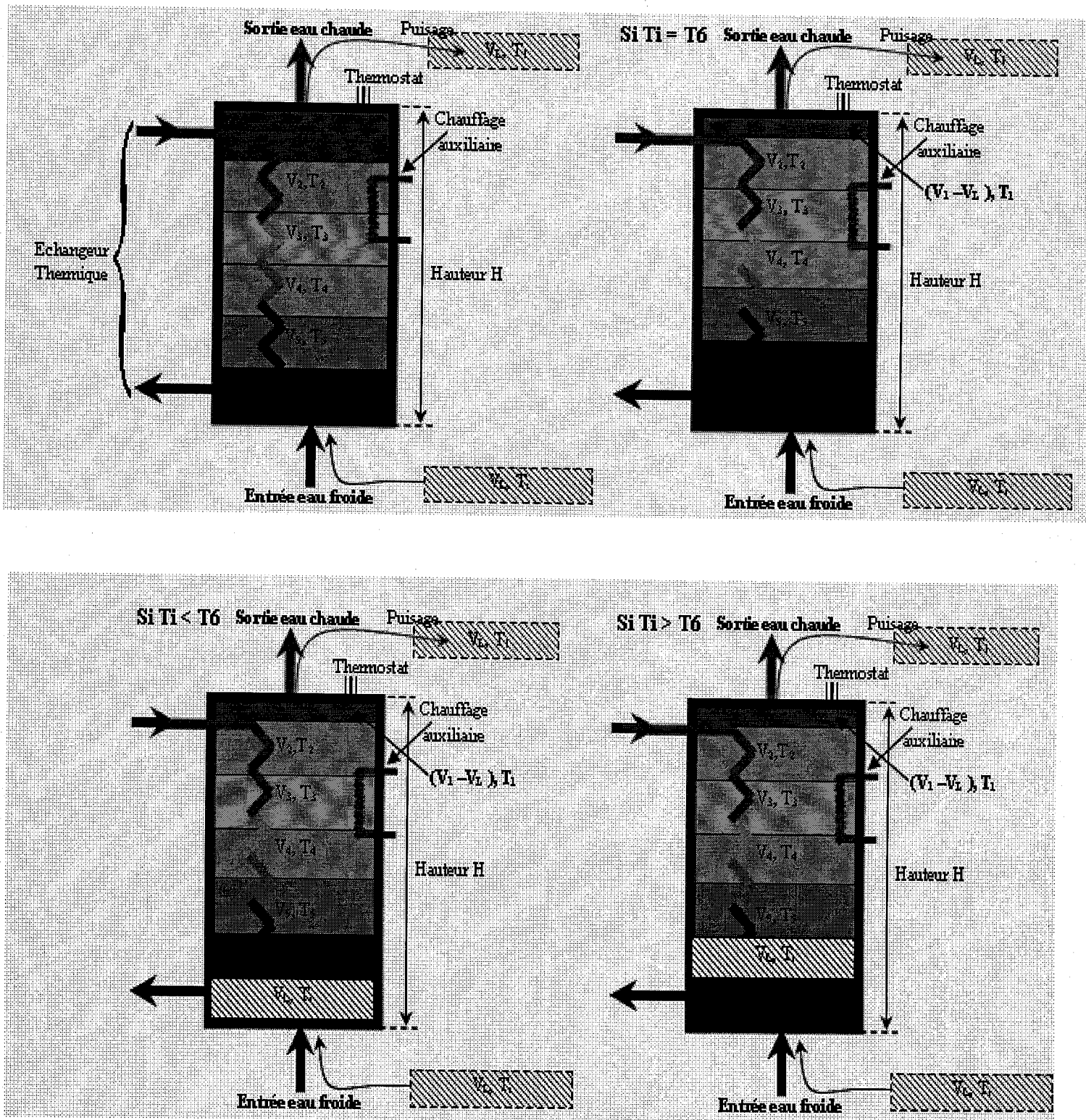


Fig.3 : Schéma d'un ballon de stockage à volumes variables à un seul double port « Type38 »

4. Modèle zonal

L'hypothèse de base d'un modèle zonal est la division du fluide à étudier en N zones isothermes. Nous avons N-1 équations de bilan de masse et N équations de bilan thermique indépendantes. En conséquence, il y aura [N * (N-1)] débits et N températures inconnues. Les équations de quantité de mouvement ne sont pas prises en compte dans ce type de modèle, c'est pourquoi il est nécessaire d'émettre des hypothèses supplémentaires pour résoudre le problème [52]. La méthode générale consiste à imposer des scénari d'écoulement du fluide.

La Fig.4 présente les échanges entre les différentes zones pour un cas général où la température de la paroi est supérieure à celle du fluide, à différents niveaux de l'axe vertical.

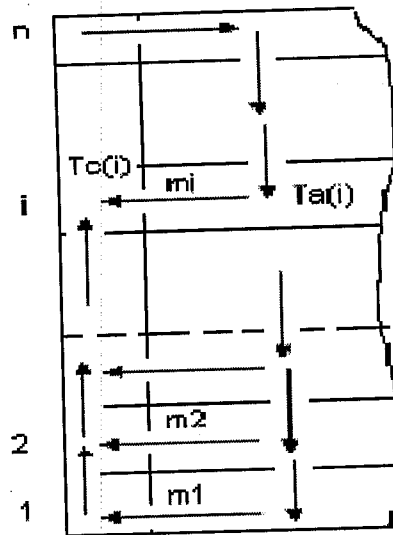


Fig.4 : Schéma d'échange pour différentes zones

Elle montre également que le bilan énergétique de la première couche permet de calculer le débit m_1 , grâce à l'équation :

$$\phi(1) = C_p \cdot m_1 \cdot [T_c(1) - T_a(1)] \quad (2)$$

Pour la deuxième couche le bilan est :

$$\phi(2) - C_p \cdot m_1 \cdot [T_c(2) - T_c(1)] = C_p \cdot m_2 \cdot [T_c(2) - T_a(2)] \quad (3)$$

Enfin le bilan énergétique de la $i^{\text{ème}}$ couche est donné par l'équation :

$$\phi(i) - C_p \cdot m_i \cdot [T_c(i) - T_c(i-1)] = C_p \cdot m_i \cdot [T_c(i) - T_a(i-1)] \quad (4)$$

L'énergie échangée par un élément de paroi s'écrit donc :

$$\phi(i) = S(i) \cdot H(i) \cdot [T_p(i) - T_a(i)] \quad (5)$$

En introduisant l'énergie échangée de l'équation (4) dans l'équation (5) nous pouvons calculer le débit venant de chaque élément central vers la zone pariétale ce qui nous donnera l'équation suivante :

$$\dot{m}(i) = \frac{S(i) \cdot H(i)}{C_p \cdot \theta(i)} \dot{m}_1(i) \cdot \frac{[T_c(i) - T_c(i-1)]}{[T_p(i) - T_a(i)] \cdot \theta(i)} \quad (6)$$

Avec :

- H(i) coefficient de convection de l'élément i (W/m²°C)
- S(i) surface de la paroi associée (m²)
- T_a température dans la zone centrale (°C)
- T_c température de la couche limite (°C)
- T_p température de la paroi associée à la zone pariétale (°C)
- θ paramètre analytique donnée par l'équation :

$$\theta(i) = \frac{[T_c(i) - T_a(i)]}{[T_p(i) - T_a(i)]} \quad (7)$$

5. Modèle multicouches

L'hypothèse retenue pour ce modèle est de diviser le ballon de stockage en N couches horizontales. Chaque couche est considérée à température uniforme et échange de la chaleur avec les couches voisines par transfert de masse (puisage) et convection. Pour une couche donnée, l'équation de bilan énergétique s'écrit :

$$(M_i C_p) \frac{dT}{dt} = \phi_{env} + \phi_{cond} + \phi_{échangeur} + \phi_{aux} + \phi_{injecté} + \phi_{flue} \quad (8)$$

Avec :

- M_i masse du volume i [kg]
- C_p chaleur massique du fluide [J/kg.K]
- $\phi_{env} = (U + \Delta U) A_s (T_{env} - T_i)$ Flux convectif échangé avec l'ambiance [W]
 - $U, \Delta U$ conductances ($W/m^2/^\circ C$)
 - A_s surface d'échange (m^2)
 - T_{env} Température de l'ambiance
 - T_i Température de la couche i
- $\phi_{cond} = \frac{(K + \Delta K) A_s}{\Delta x} (T_{i-1} - T_i)$ Flux par conduction entre chaque couche [W]
 - $K, \Delta K$ conductances d'échange entre couche ($W/m^2/^\circ C$)
 - A_c surface d'échange (m^2)
 - Δx épaisseur de la couche (m)
 - T_i, T_{i-1} Température des couches i et $i-1$
- $\phi_{échangeur} = U A_{hx} DTLM$ Flux convectif lié à l'échangeur interne [W]
 - U conductances de l'échangeur ($W/m^2/^\circ C$)
 - A_{hx} surface de l'échangeur (m^2)
 - $DTLM$ Différence de température logarithmique moyenne dans l'échangeur
- ϕ_{aux} : Flux injecté par la résistance électrique d'appoint = Q_{aux} [W]
- $\phi_{injecté} = m_{lin} C_p (T_{lin} - T_i)$ avec $m_{lin} = m_{lout}$ ou $\phi_{injecté} = m_{lup} C_p (T_{i+1} - T_i)$ Flux lié à une source chaude ou froide [W]
 - $m_{lin}, m_{lout}, m_{lup}$, débits massiques échangés entre les couches
- $\phi_{env} = U A_{flue} (T_{flue} - T_i)$ Flux convectif échangé avec une éventuelle cheminée [W]
 - U conductances de la cheminée ($W/m^2/^\circ C$)
 - A_{flue} surface d'échange au niveau de la cheminée (m^2)

- T_i Température du fluide dans la cheminée ($^{\circ}\text{C}$)

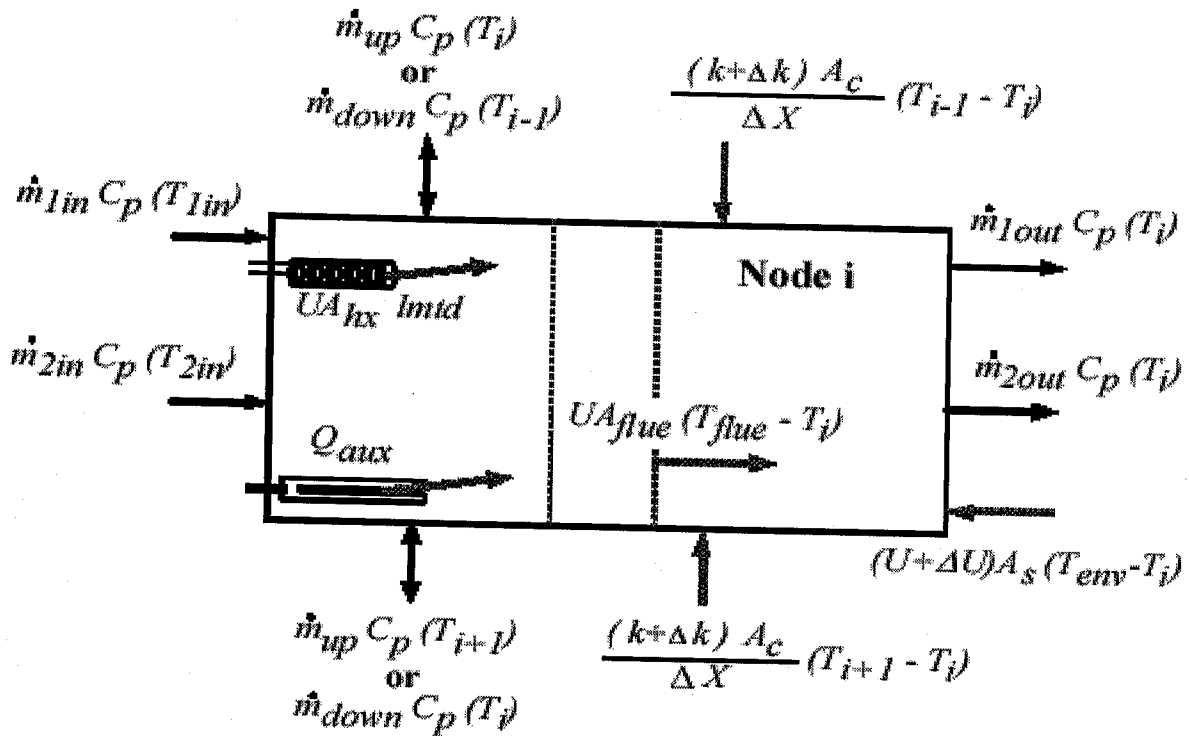


Fig.5 : Représentation du bilan énergétique du nœud i

L'augmentation du nombre de couches (nœuds) diminue le mélange interne ce qui permet de définir une stratification plus au moins importante au sein du ballon ce qui augmente sensiblement la durée de calcul. Cependant, il y a un phénomène de convection qui entre en jeu entre les couches et qui n'apparaît pas dans l'équation du bilan énergétique. Alors il est intéressant de connaître l'influence de ce phénomène à l'interface de chaque couche, d'où l'élaboration d'un modèle bidimensionnel simulant les phénomènes de convection naturelle dans un ballon et ce afin de comparer les résultats obtenus entre ce modèle et les modèles unidimensionnels. Pour le traitement des phénomènes de convection naturelle, ce modèle fait introduire les équations de conservation de masse, du moment dans les directions radiale et axiale ainsi que l'équation de l'énergie.

Après avoir décrit les différents modèles de simulation du comportement du fluide à l'intérieur du ballon, il est utile de faire une comparaison entre les différents Types de modèle de ballon du point de vue énergétique et économique.

Les différents Types de modèle de ballon

Jusqu'à aujourd'hui beaucoup de systèmes solaires thermiques de ballons d'eau chaude sanitaire sont apparus (Type4, 10, 32, 38, 39, 60, 74, 81, 140, ...etc.), mais nous nous attacherons dans cette partie qu'aux ballons les plus utilisés ainsi que ceux utilisant les différents modèles de simulation du comportement du fluide (Tableau1).

Tableau1 : Représente les caractéristiques des différents Types de ballons

	<i>Type4</i>	<i>Type38</i>	<i>Type60</i>	<i>Type81(Ca Sis)</i>	<i>Type140</i>
Modèle utilisé	Multicouche	Volumes variables	Multicouche	Multicouche	Multicouche
Nombre de nœuds maximums	15	45	50	50	300
Configuration	Ver	Hor, Ver	Hor, Ver, C	Ver	Ver
Nombre de doubles ports	1	1	2	1	10
Nombre d'échangeur	1	1	3	1	4
Nombre de chauffage auxiliaire	2	1	2 + 1(Gaz)	2 ou 1(Gaz)	2
L'entrée	Fixe ou variable	Fixe ou variable	Fixe ou variable	Fixe	Fixe ou variable
Prise en compte de la stratification	Cond.	Cond.	Cond.	Conv. En haut et bas	

D'après ce tableau, nous constatons que les différents Types de modèles utilisent au maximum 15 nœuds pour le Type4 et jusqu'à 50 nœuds pour les autres. Le Type60 qui utilise le modèle multicouche, le nombre de nœud minimum qu'il peut avoir est égal à 1 en plus des deux nœuds de la partie inférieure et supérieure du ballon, donc ce dernier avec trois nœuds ne peut être considéré comme modèle de stockage brassé. Quand au Type81, le nombre de nœuds minimums est de 5. Contrairement au Type4 où le nombre minimum de nœud est égal à 1, et qui peut être considéré comme modèle de stockage brassé.

Pour le Type 38, qui utilise le modèle à volumes variables, il ne peut être considéré comme modèle de stockage brassé à cause du changement de volume existant dans le ballon.

Les « Types » décrits précédemment ont fait l'objet de comparaisons avec les données expérimentales. Newton [53] a étudié la charge (Fig.6 et Fig.7) et le refroidissement d'un ballon à « long terme » (Fig.8) à l'aide du « Type 60 » avec un volume de 3000 litres sur une période de 93 heures. La conclusion de son travail est qu'il faut un grand nombre de nœuds pour modéliser correctement un ballon. Cependant, plus le nombre de nœuds est important, plus le temps de simulation augmente.

Dayan [54] a également travaillé avec le « Type 60 » afin d'optimiser les installations solaires domestiques. Son étude a clairement montré l'influence du nombre de nœuds utilisé pour la simulation du ballon sur la couverture solaire (Fig.9). Il y a très peu de différences entre 50 et 20 nœuds, c'est pourquoi Dayan a mené l'étude en modélisant le ballon avec 20 nœuds.

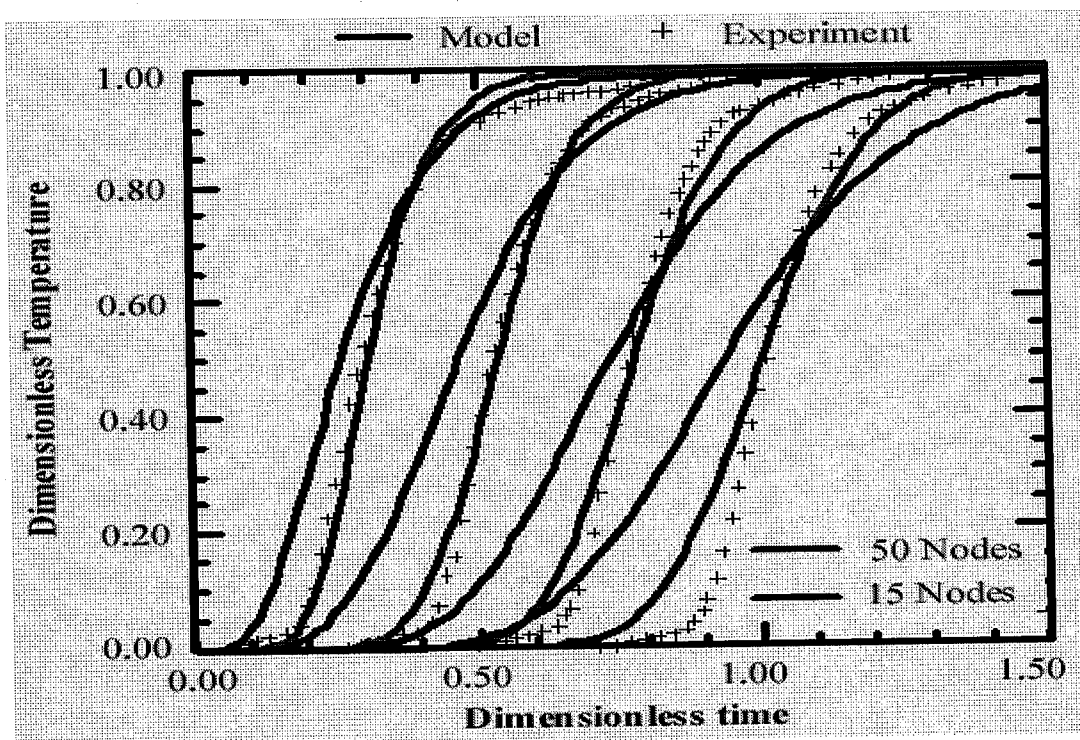


Fig.6 : Comparaison expérimentale avec 15 et 50 noeuds

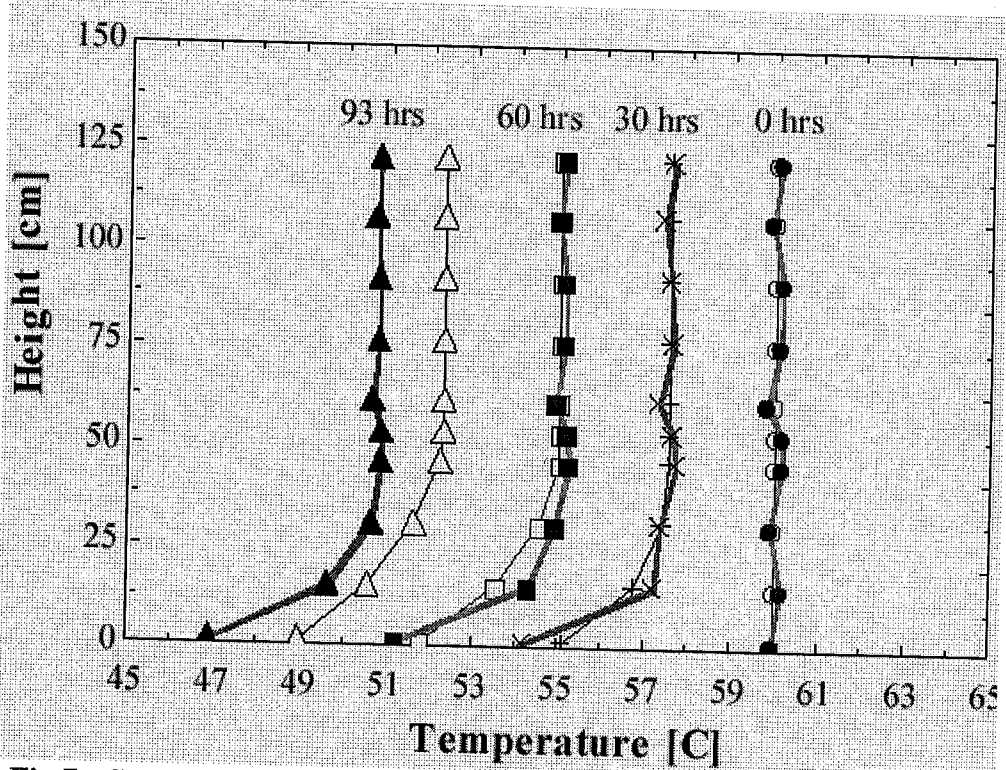


Fig.7 : Comparaison expérimentale du profil de température dans un ballon de 3000 litres soumis à une ambiance (refroidissement). Modèle : plein ; expérience : vide

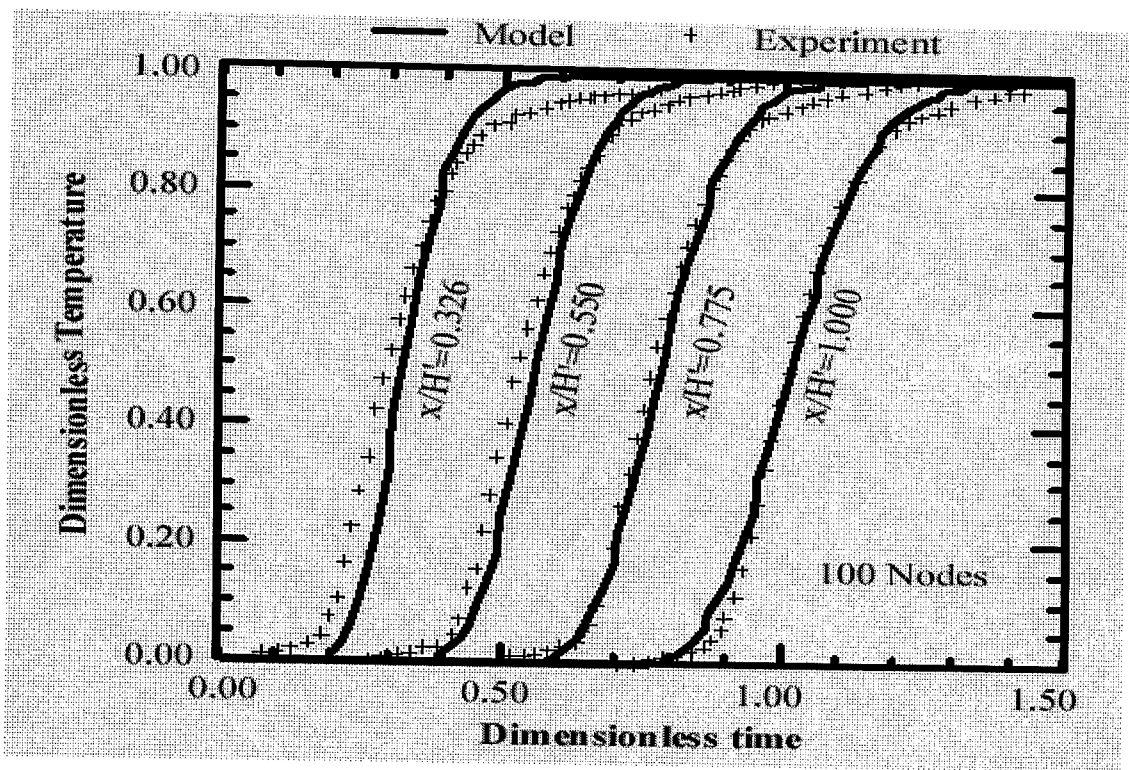


Fig.8 : Comparaison expérimentale avec 100 noeuds

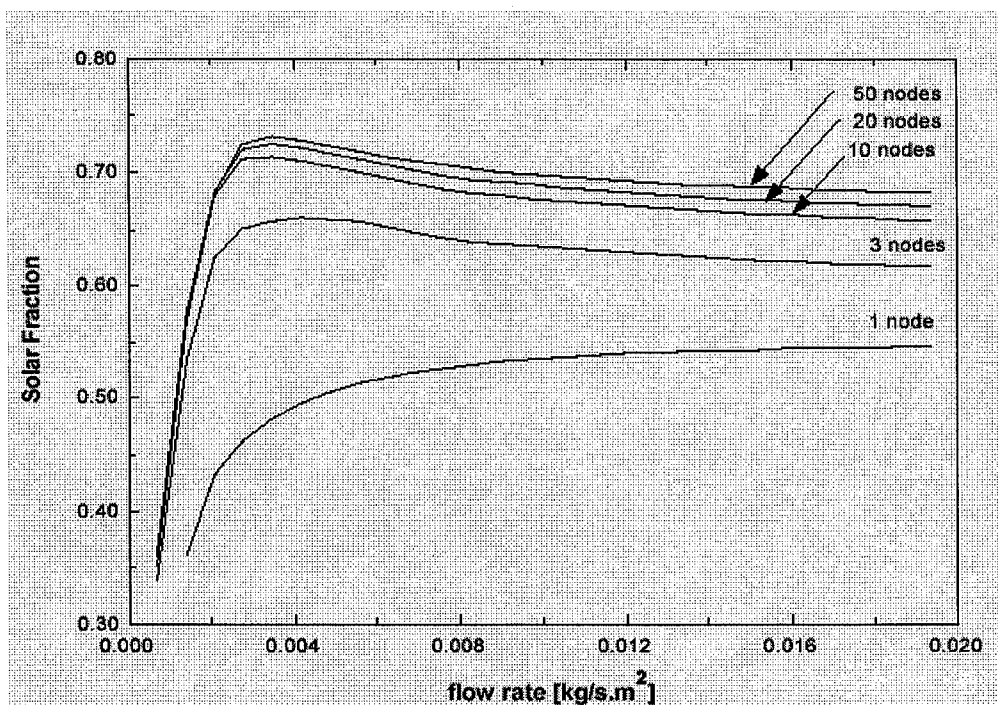


Fig.9 : Influence du nombre de nœuds choisi pour modéliser le ballon sur la couverture solaire

Une comparaison entre ces différents Types de ballons est faite afin de voir lequel d'entre eux se rapproche le mieux des résultats expérimentaux, en considérant les paramètres suivants :

Tableau2 : Les paramètres utilisés dans les différents Types de ballon

Paramètres	
Volume	0.35 m ³
Hauteur	1.25 m
Nombre de chauffage auxiliaire	1
Hauteur d'entrée d'eau froide au ballon	0 m
Hauteur de sortie d'eau chaude du ballon	1.25 m
Hauteur d'entrée d'échangeur	1.25 m
Hauteur de sortie d'échangeur	0 m
Hauteur du 1 ^{er} chauffage auxiliaire	1 m

Hauteur du 2 ^{ème} chauffage auxiliaire	1 m
Hauteur du 1 ^{er} thermostat	1 m
Hauteur du 2 ^{ème} thermostat	1.25 m
Taux maximum de chauffage de l'élément 1	16200 Kj/hr (4.5KW)
Taux maximum de chauffage de l'élément 2	16200 Kj/hr (4.5KW)
Nombre d'échangeur à l'intérieur	1
Diamètre de l'échangeur	0.01 m
Nombre de double port	1
Surface total de l'échangeur de chaleur à l'intérieur	1 m ²
Débit d'entrée d'eau froide	Puisage
Positions d'entrée fixe	
Température ambiante	20 °C
Température à l'entrée d'eau froide	20 °C
Température de consigne pour les 2 thermostats	55 °C
La configuration du ballon	Vertical

Les Fig.10 et Fig.11 montrent le schéma d'une simulation sur TRNSYS des températures de soutirage des différents Types de ballon, en utilisant l'appoint solaire avec un fichier météo d'un endroit donnée (ou la latitude est 49.8° et la longitude de -9.9° à l'est de Greenwich) et un capteur de 1 m² ainsi que le chauffage auxiliaire comme sources de chaleur. Nous constatons que les résultats de la simulation sont proches les uns des autres, mis à part l'existence de quelques variations de température dans les Type4 et Type60.

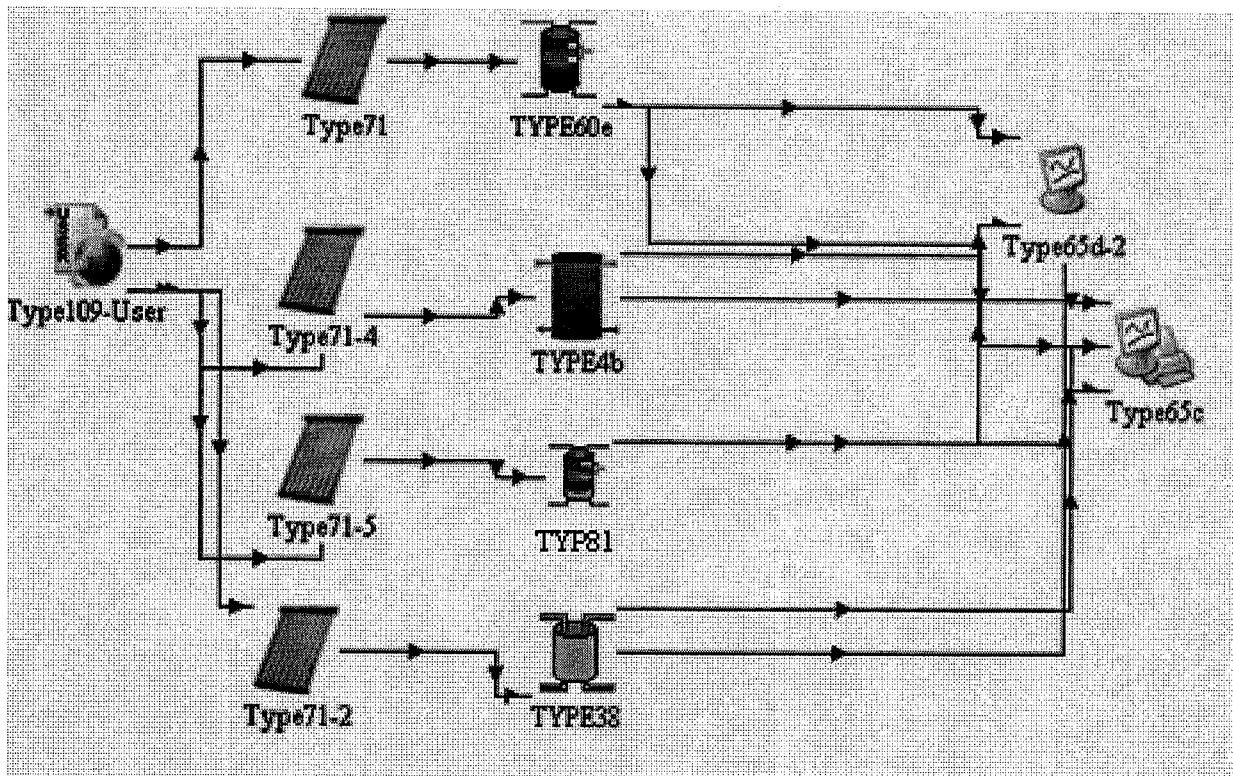


Fig.10 : Schéma équivalent des différents Types sur TRNSYS, avec appoint solaire et le chauffage auxiliaire comme sources de chaleur.

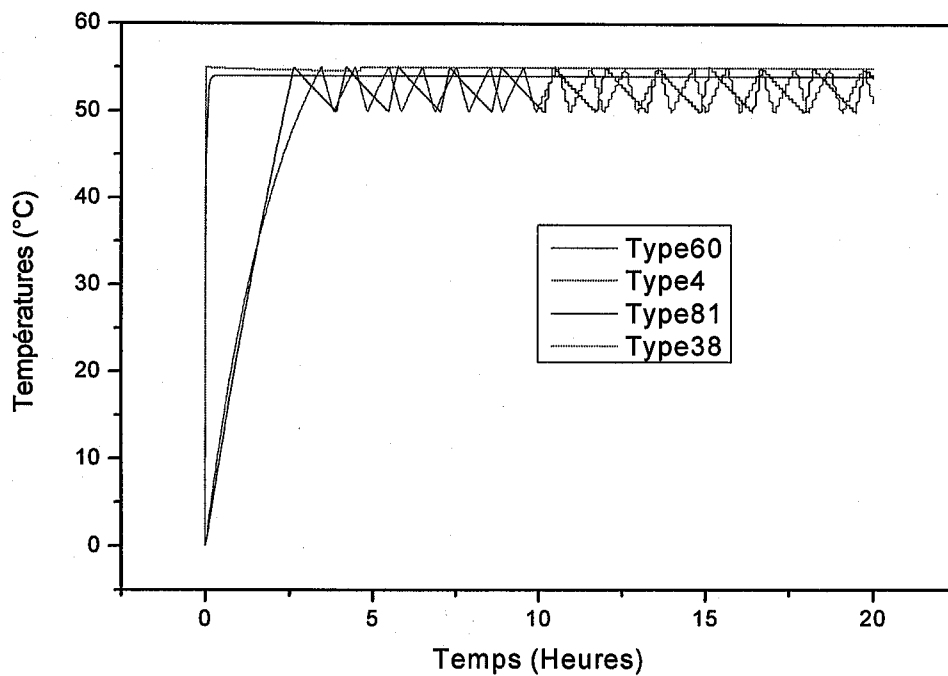


Fig.11 : Comparaison des températures entre les différents Types dans le cas où la source de chaleur est l'appoint solaire et le chauffage auxiliaire.

D'après la Fig.12 qui montre le profil des températures calculées à l'intérieur du ballon pour dix couches et pour chaque Type sur TRNSYS, dans la phase dynamique ($t < 5h$), il s'établit dans l'enveloppe une stratification thermique due à l'échange thermique entre le fluide de l'échangeur et celui du ballon. Au-delà de cette phase, les températures deviennent homogènes pour les Types 4 et 60 sauf pour le Type 81 celui de CaSis où la stratification apparaît toujours.

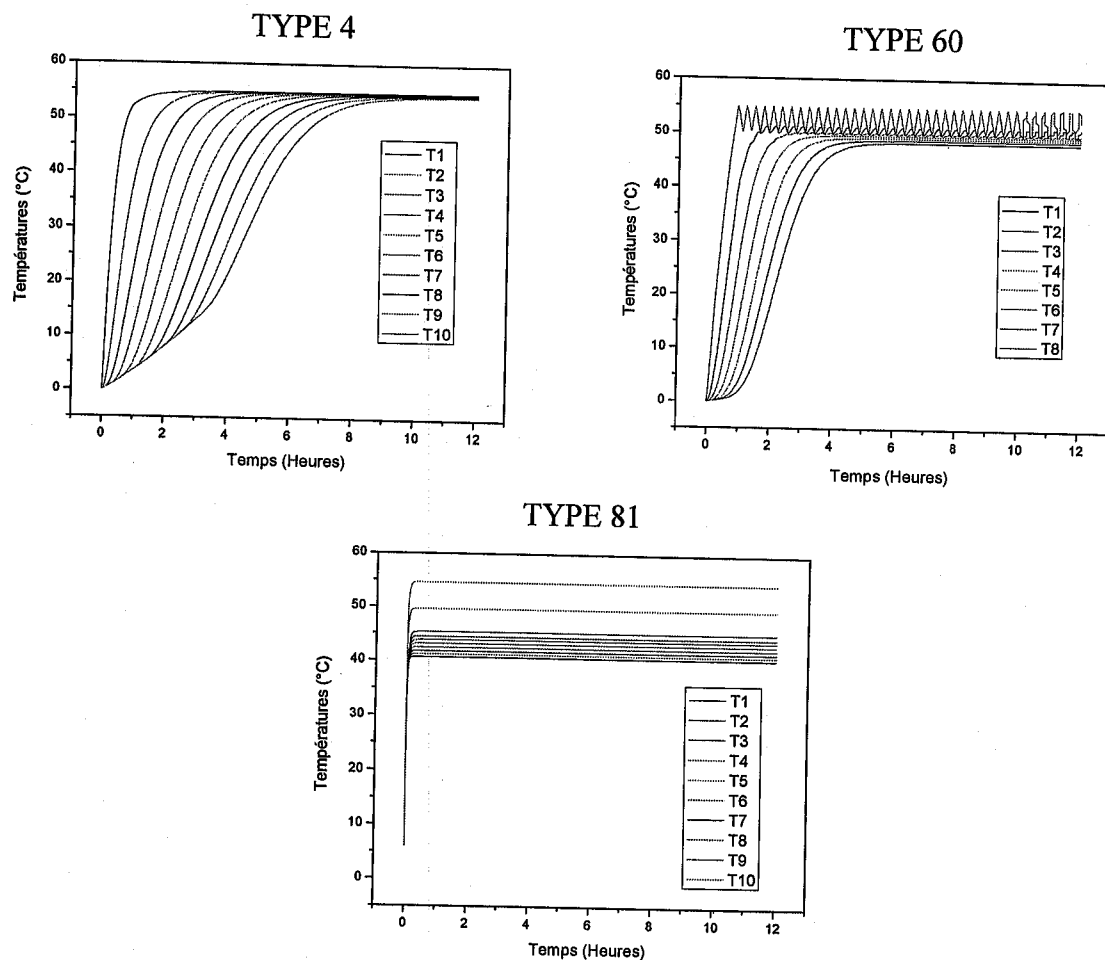


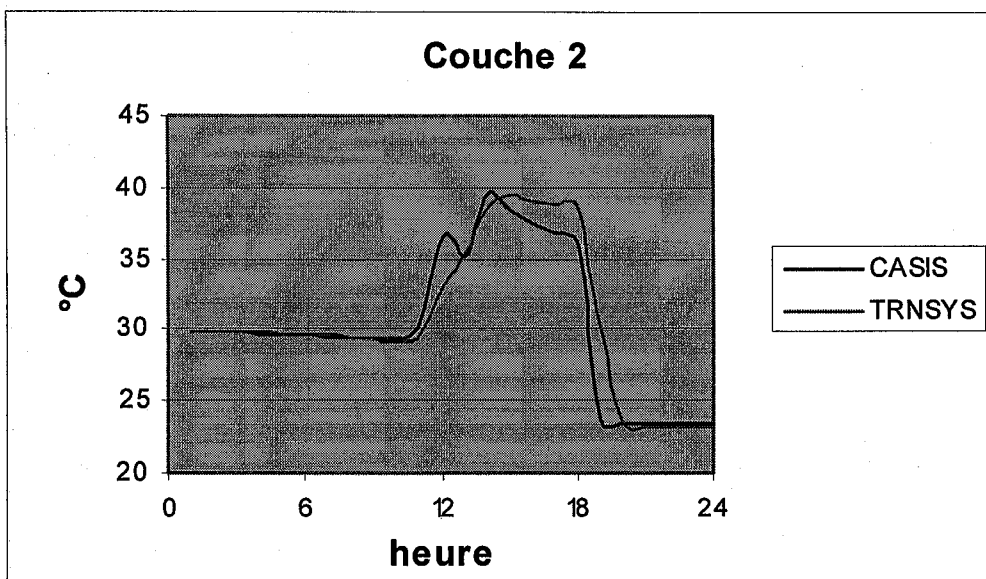
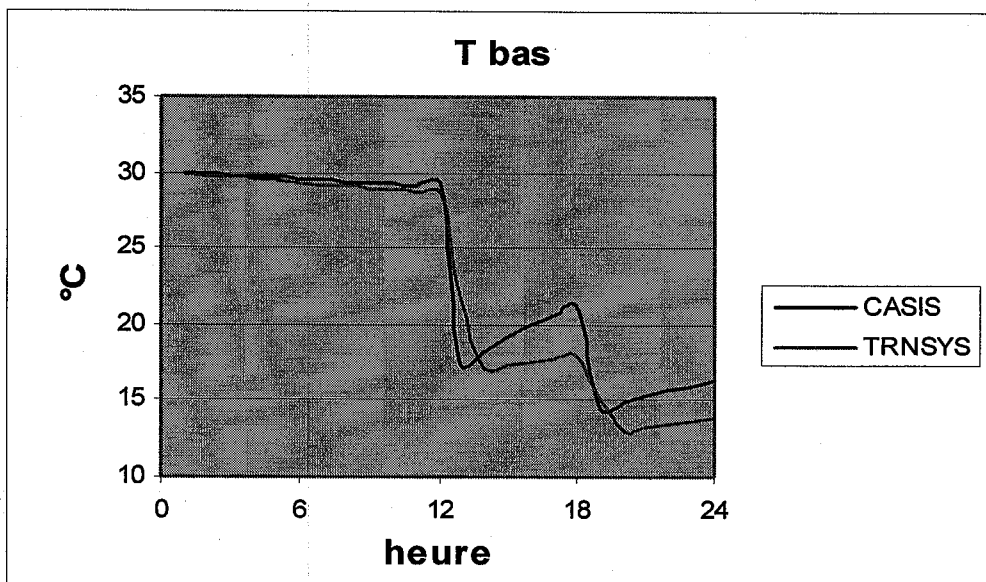
Fig.12 : Profils numérique des températures à l'intérieur du ballon pour différents Types

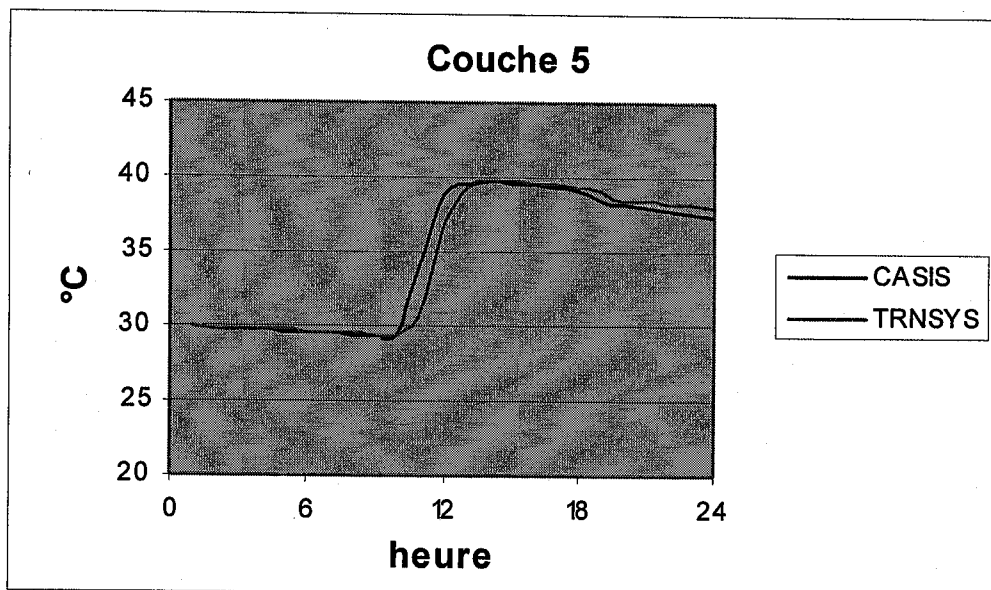
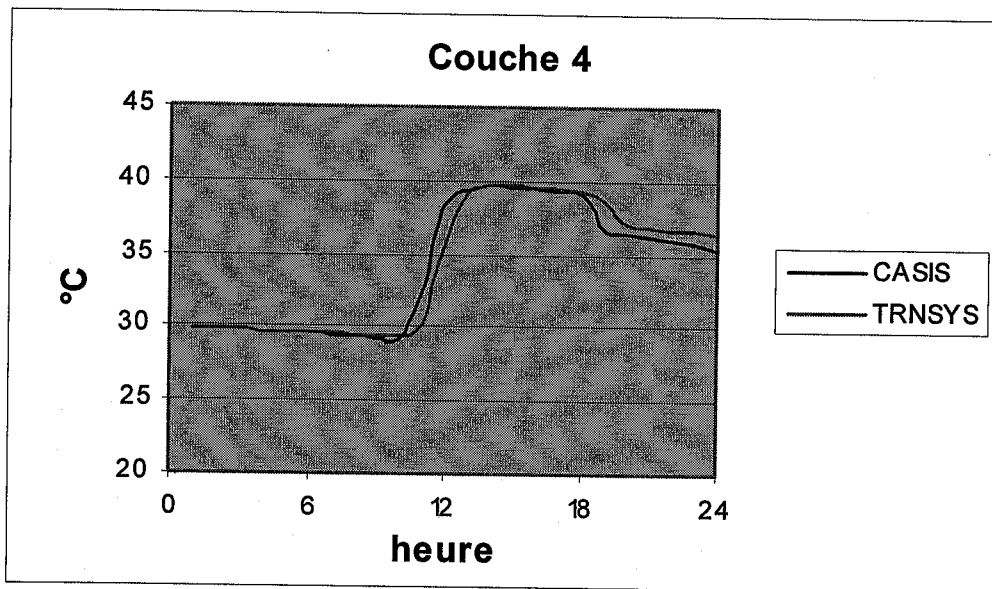
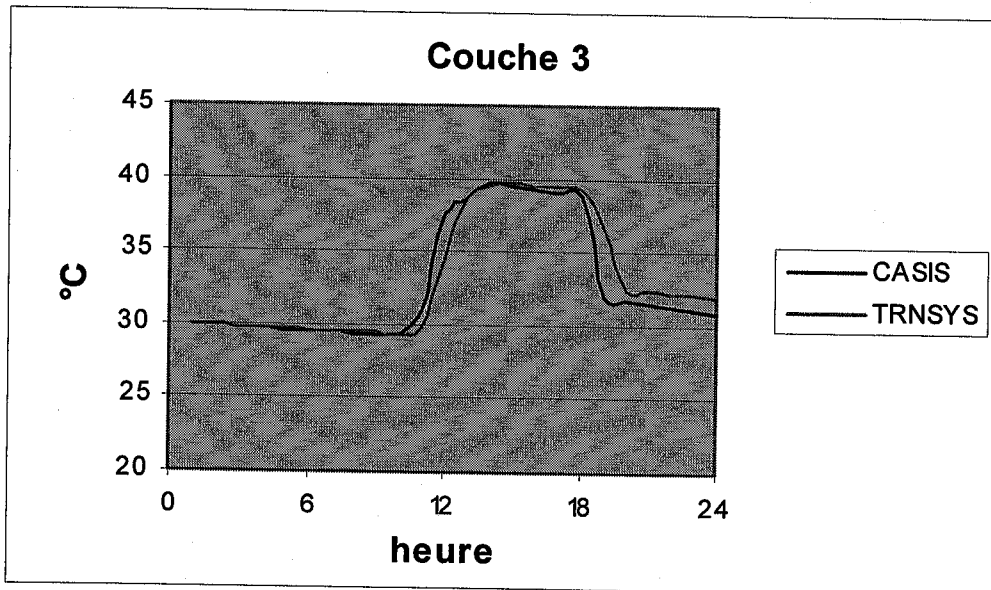
6. Comparaison du modèle de ballon installé dans Ca-sis Type 81 avec le Type 60 de TRNSYS

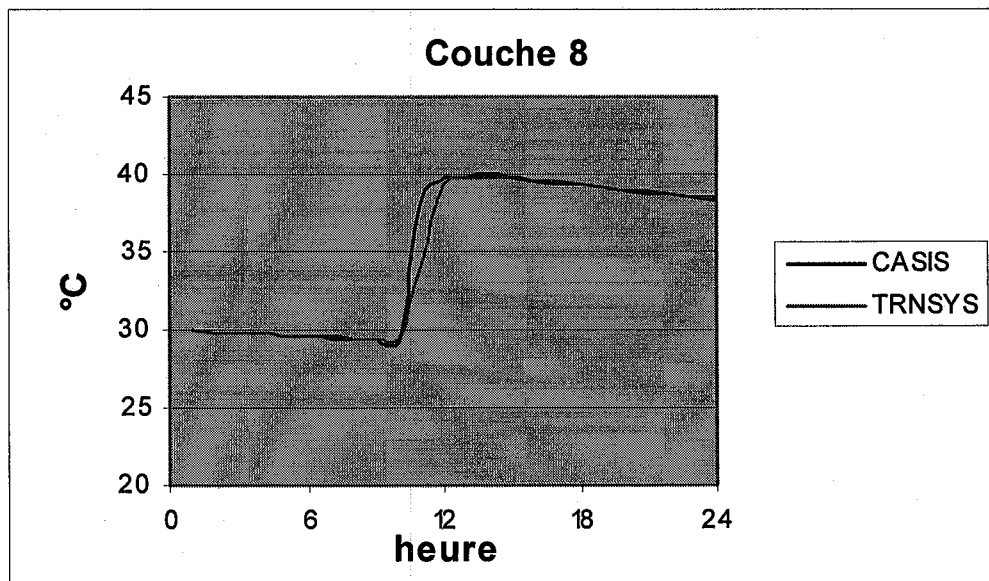
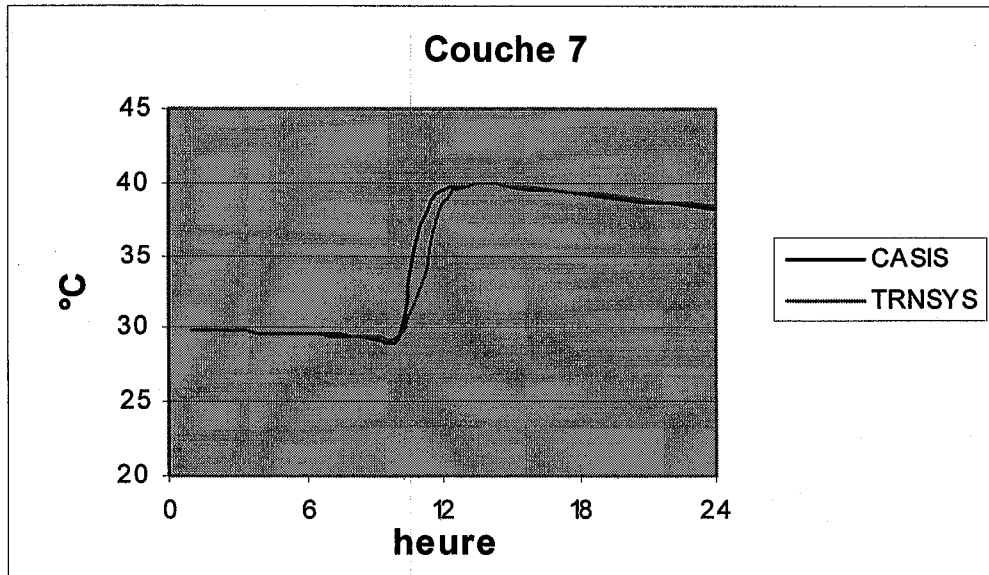
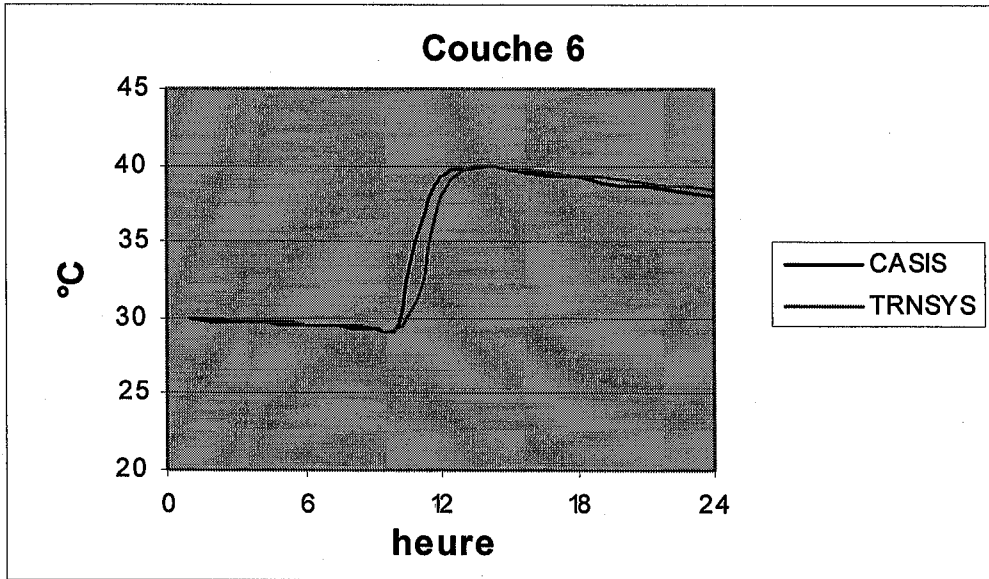
Pour la comparaison des 2 modèles multicouches, l'un prenant en compte la convection et l'autre non, nous avons utilisé un exemple simple qui ne fait pas intervenir un autre modèle (le capteur) qui risquerait d'introduire des différences dans les résultats. Nous avons considéré un ballon cylindrique de 1000 litres, de 2 m de hauteur, avec un coefficient de transfert thermique du ballon égal à $1.5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, sans appoint ni échangeur interne.

Un appoint solaire permet, à certains moments de la journée de faire rentrer de l'eau dans le ballon à 40°C (de 10 h à 14 h avec un débit de 500 l/h) : l'entrée se fait à une hauteur de 1.7 m (couche 9) et le retour au capteur à une hauteur de 0.3 m (couche 2). Un profil de puisage simple d'un débit de 100 l/h à 10 °C a été obtenu : de 12 h à 13 h (pendant la circulation du circuit solaire) et de 18 h à 19 h, quand le circuit solaire est arrêté). La température initiale du ballon a été fixée à 30°C. L'eau froide pénètre par le bas et ressort par le haut.

Nous donnons ci-dessous les résultats comparatifs aux 10 nœuds de découpage du ballon [55]. Nous observons une très bonne concordance au cours des 24h de simulation (Fig.13). Certains paramètres ne se retrouvent pas exactement dans les deux modes de simulation, et c'est ce qui peut expliquer les légères différences : il est défini un coefficient de convection haut et bas dans Ca-sis (valeurs par défaut de $1.5 \cdot 10^6$ et 10) que l'on ne retrouve pas dans le type 60 de TRNSYS (conductivité de l'eau est un paramètre additionnel de conductivité prise par défaut).







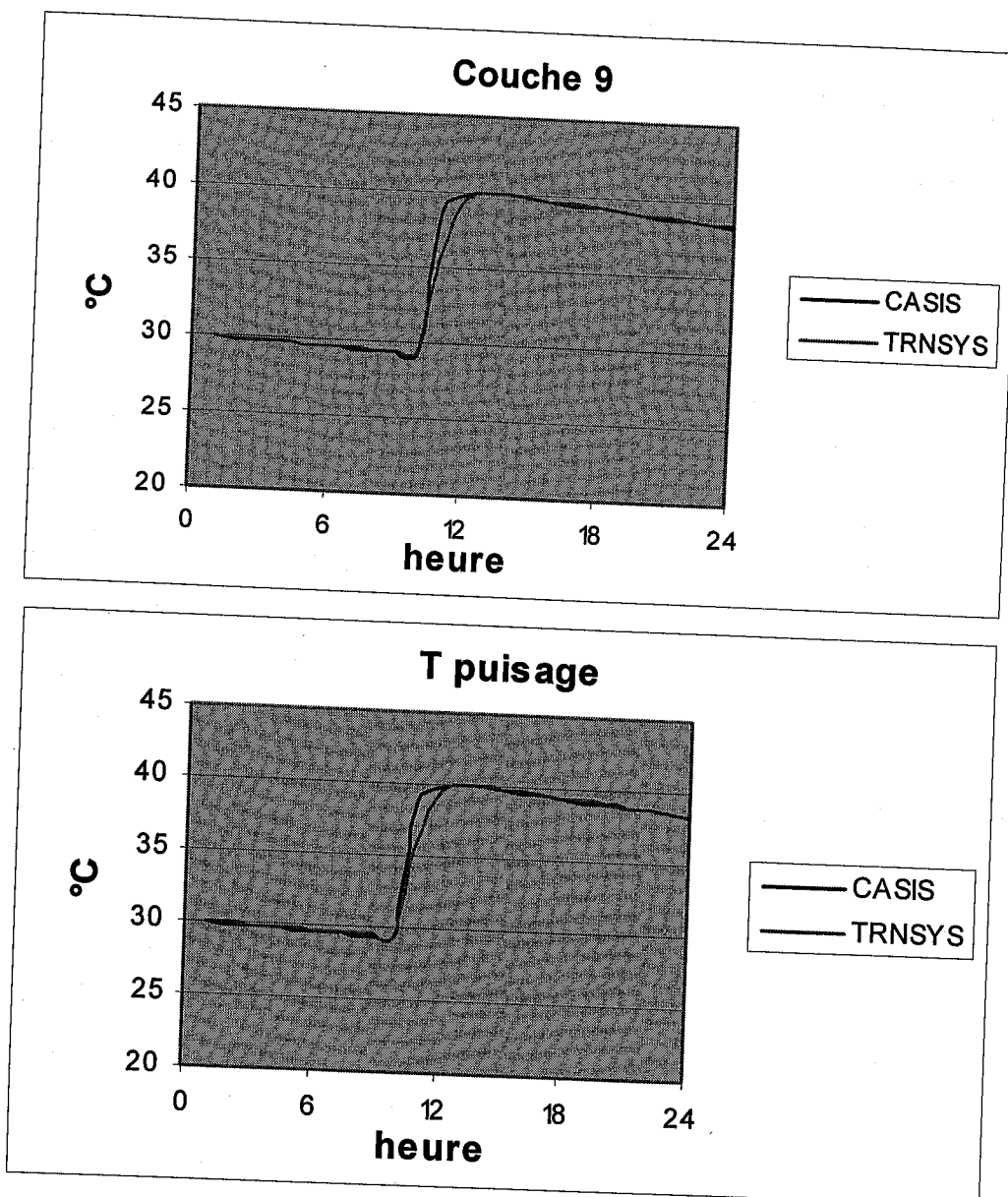


Fig.13 : évolution de la température en différentes couches du ballon au cours d'une journée.
 Comparaison des Types 81(CASIS) et 60 (TRNSYS)

Nous avons aussi simulé le profil des températures avec puisage de 100 litres, deux fois par jour et durant une semaine pour chaque Type car l'eau qui est chauffé dans la partie supérieure du ballon est utilisée.

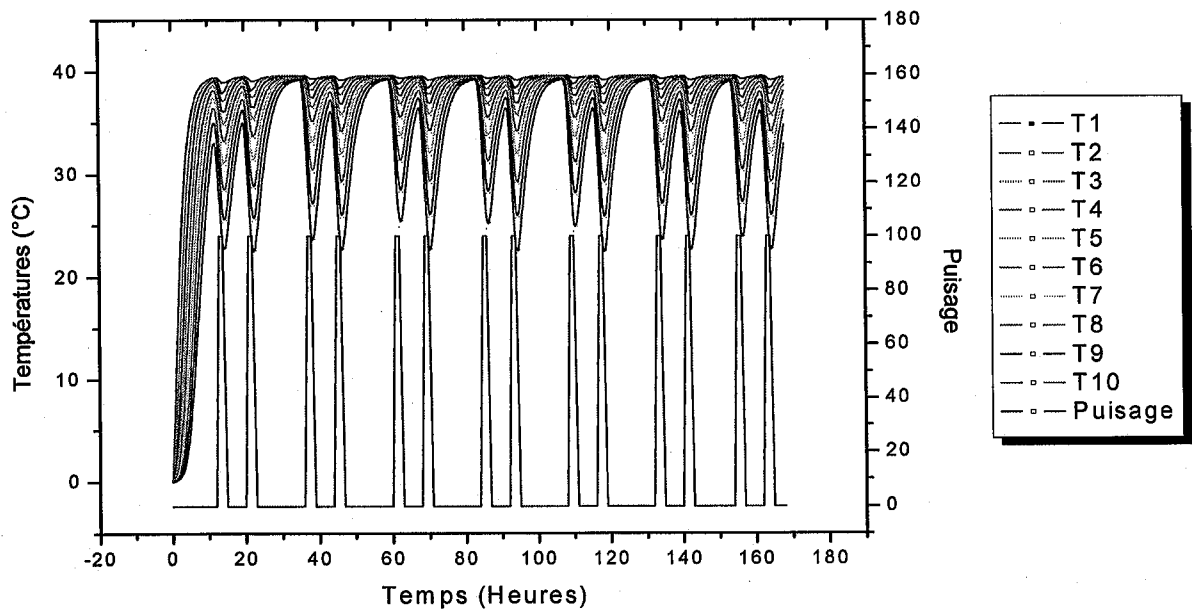


Fig.14 : Températures aux différents nœuds dans le ballon pour le Type4

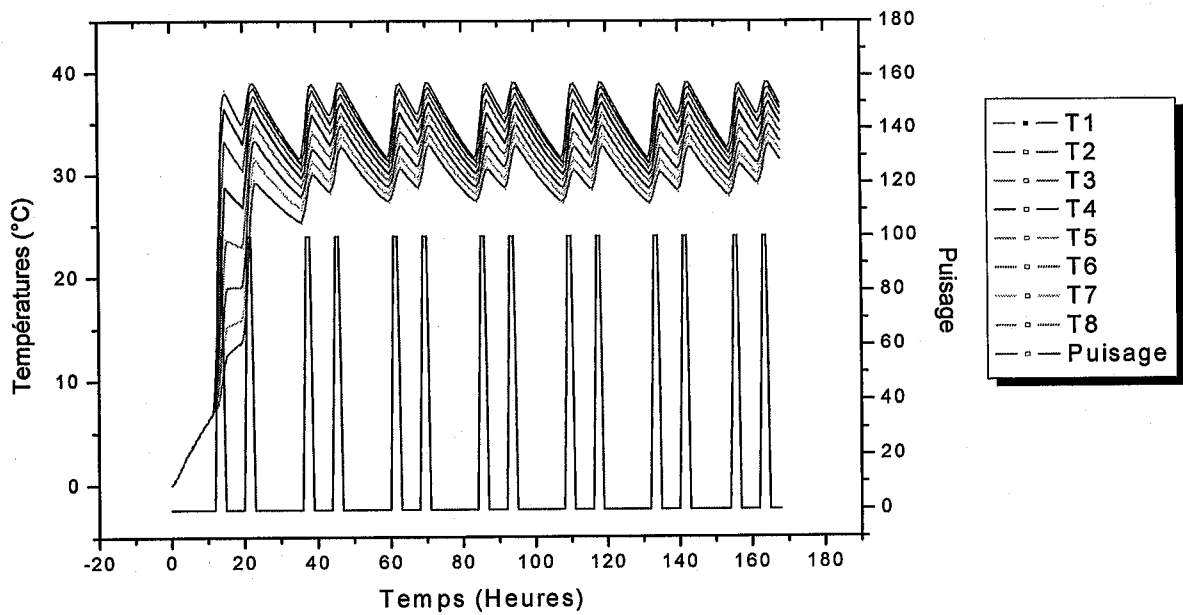


Fig.15 : Températures aux différents nœuds dans le ballon pour le Type60

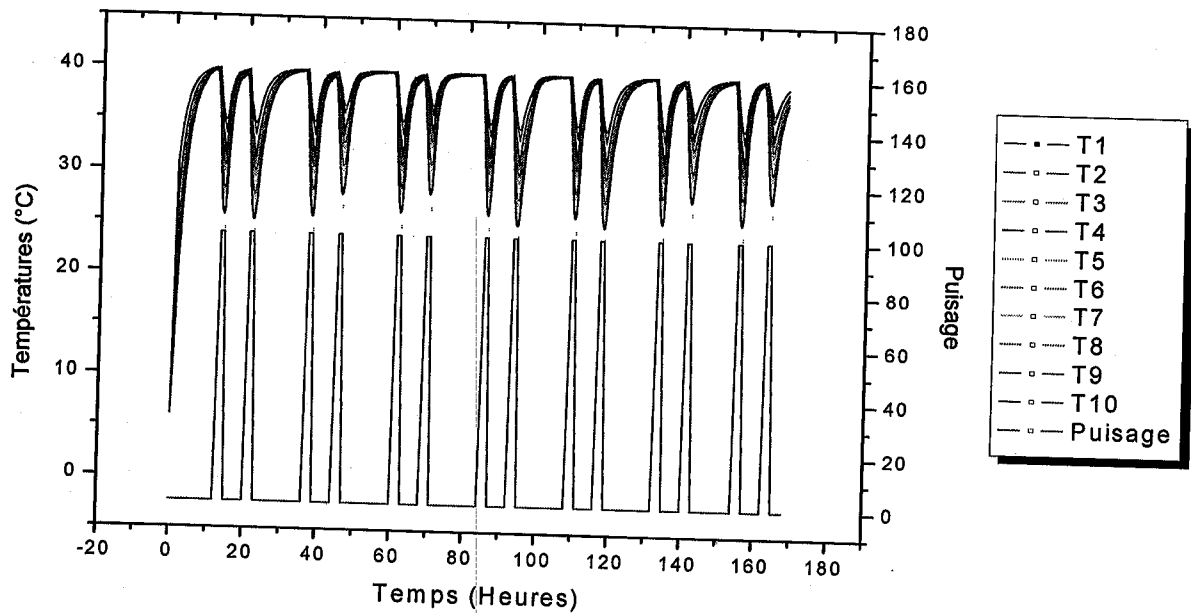


Fig.16 : Températures aux différents nœuds dans le ballon Type81

La figure (17) présente la comparaison des résultats numériques (Type4, Type60 et Type81) avec le profil de puisage et résume les figures (14, 15 et 16).

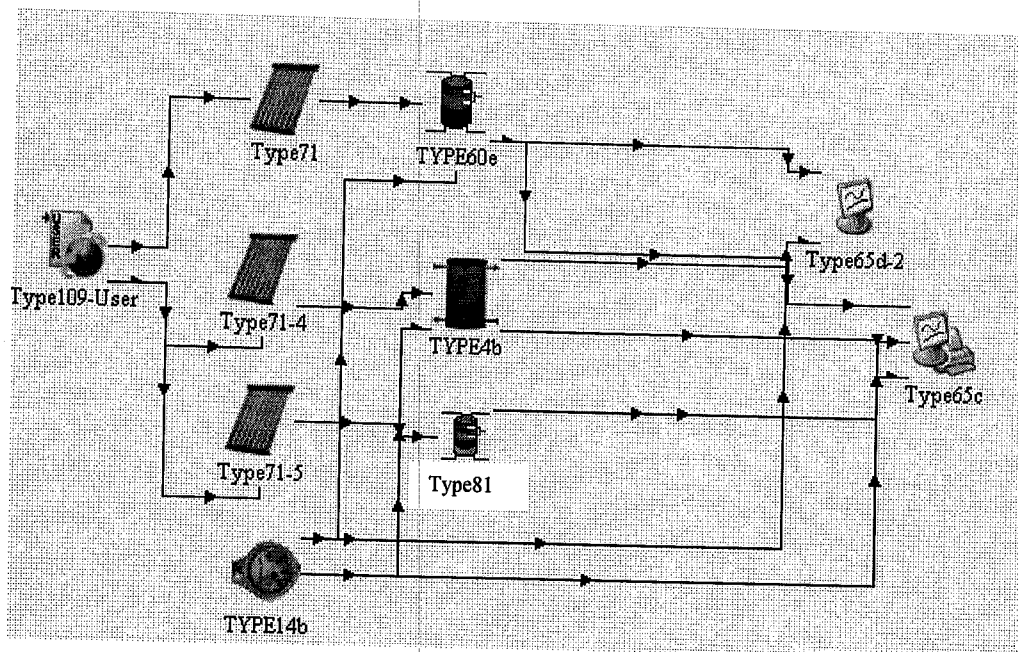


Schéma équivalent sur TRNSYS du profil de puisage

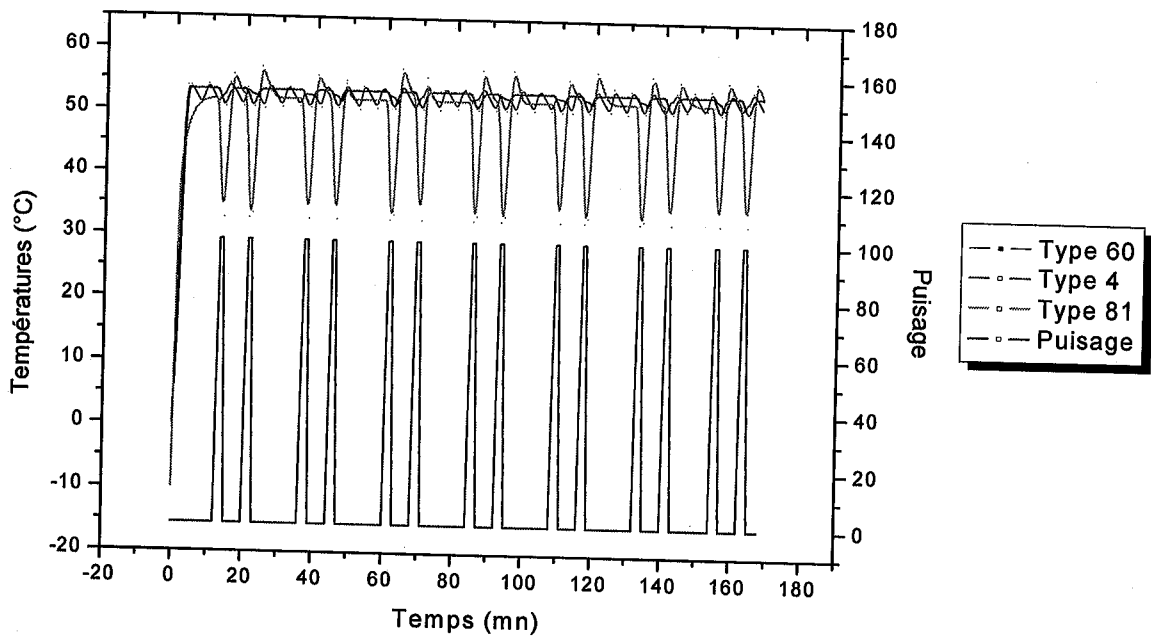


Fig.17 : comparaison des températures de soutirage avec puisage des 3 Types (4, 60, 81)

A la lumière des résultats obtenus, nous remarquons pour le Type 81 qui au moment du puisage la température diminue de 52°C jusqu'à 35°C, presque 17°C d'écart, contrairement aux autres Types où la diminution de la température est de l'ordre de 5°C maximum. Ce qui fait que le Type 81, a tendance à utiliser une très grande énergie auxiliaire.

7. Conclusion

Il existe une grande variété de modèles de ballons plus ou moins sophistiqués. Beaucoup d'entre eux ont été développés dans l'environnement TRNSYS et se différencient les uns des autres par les bilans énergétiques mais aussi par le nombre plus ou moins grand de ports entrée/sortie, du nombre de couches maximales ou sur le nombre de systèmes auxiliaires d'appoints.

La stratification thermique à l'intérieur du ballon nous renseigne sur l'énergie soutirée qui est plus ou moins grande et donc sur l'efficacité plus ou moins grande du ballon.

Les comparaisons faites permettent de mettre en évidence les différences qui peuvent être importantes à certains moments selon les coefficients qui auront été choisis. Des études comparatives basées sur des expérimentations sont par conséquent nécessaires pour adapter au mieux les coefficients de convection haut et bas de chaque couche afin d'obtenir la meilleure description possible des échanges.

CHAPITRE VI

**Etude expérimentale du
comportement thermique d'une cuve
de stockage d'eau chaude sanitaire**

1. Introduction

Beaucoup de travaux ont rapporté la nécessité de la stratification thermique pour l'obtention de meilleures performances lors du stockage de chaleur dans les systèmes solaires. En outre, Van Koppen et al [56] ont montré qu'un stockage stratifié permet un meilleur gain énergétique particulièrement en combinaison avec un débit masse réduit.

D'autres études [57, 58, 59, 60] ont montré que la stratification dans une cuve de stockage thermique dépendait principalement du volume du réservoir; de la taille, du diamètre de l'entrée, de la conception des entrées et sorties du fluide, du débit massique et de la différence de température entre l'entrée et la sortie; aussi il y a quatre " facteurs primaires de destratification, " qui contribuent à la perte et/ou à la dégradation de l'énergie stockée:

- (a) Pertes de chaleur avec l'ambiance;
- (b) Conduction de la chaleur de la couche chaude à la couche froide;
- (c) Conduction verticale dans les parois de la cuve qui avec les pertes de chaleur induit des courants convecteurs (mélange);
- (d) Mélange présenté pendant les cycles de charge et de décharge qui est généralement la cause principale de la destratification.

L'amélioration des performances des systèmes thermodynamiques nécessite un plus grand degré de stratification, ce dernier est étudié par des mesures des champs de températures et de vitesses dans le stockage de l'eau chaude. La connaissance de la circulation d'un fluide tel que l'eau et des transferts de chaleur dans une enceinte actionnée par un système extérieur ou par écoulement naturel a fait l'objet de plusieurs études tant numériques qu'expérimentales.

Par ailleurs, d'autres études ont été rapportées sur les phénomènes qui affectent le degré de stratification thermique [61], et sur le comportement thermique d'un chauffe – eau solaire à faible débit. Les résultats expérimentaux obtenus ont permis de mettre en évidence les phénomènes thermo hydrauliques dont le ballon est le siège pour les différentes phases de son fonctionnement (injection du fluide à plusieurs niveaux, soutirage, chauffage par l'énergie d'appoint) [52].

BOUHDJAR [62] a étudié numériquement le phénomène de stratification dans une cuve de stockage thermique, afin de déterminer les performances thermiques et les meilleures configurations par rapport à l'efficacité de stockage thermique.

En ce qui concerne l'influence de la température d'entrée, une performance de stockage élevée est obtenue avec des températures d'entrée élevée et des températures minimales dans la cuve aussi basses que possible [50].

Une étude menée par Ouzzane [63], a permis de comprendre le phénomène de la thermo circulation à travers la distribution de la température dans le capteur ainsi que l'absence du phénomène de stratification. Dayan [54] a également optimisé les installations solaires domestiques, où il a montré l'influence du nombre de nœuds utilisé pour la simulation du ballon sur la couverture solaire.

Sharp et Loehrke [64] ont montré que les débits du bas des chauffe-eau solaires stratifiés peuvent délivrer sensiblement plus d'énergie de charge que les réservoirs entièrement mélangés. Une simulation sur ordinateur de systèmes semblables a démontré que si un débit optimum de collecteur est utilisé, la performance est 37% plus grande qu'un système correspondant avec un réservoir entièrement mélangé [65].

Duffie et Beckman [66] ont mené des travaux qui ont abouti à un modèle beaucoup plus rigoureux fondé sur la théorie de la « viscosité d'entraînement ». Plus tard, Wu et Han [60] présentaient un autre modèle basé sur celui de Phillips et Pate et compatible avec TRNSYS. Chan et al [67] ont étudié la convection mixte dans une cuve de stockage de forme parallélépipédique. Ils ont examiné l'influence de certains paramètres physiques et géométriques (nombre de Reynolds, positions de l'entrée et de la sortie) sur les performances de stockage de la cuve.

La stratification thermique dans le réservoir exige que le mélange à l'intérieur soit réduit au maximum. Le mélange dépend de la conception du réservoir et des conditions de fonctionnement (par exemple débit et températures d'entrée et sortie de l'eau, et distribution de la température dans le réservoir), ainsi qu'à la convection et la conduction verticale des murs qui peuvent également provoquer des courants de convection.

Le fluide près du mur est refroidi à la température moyenne du réservoir plus rapidement que la majeure partie du fluide dans le réservoir, ce qui fait que la distribution horizontale de la température conduit à une convection naturelle [68].

La stratification thermique est étroitement liée à la stabilité hydrodynamique et aux effets de la poussée d'Archimède. Chandreskhar [69] et Turner [70] indiquent à ce propos que le nombre de Richardson a un impact dans la formation et la croissance du thermocline.

Veltkamp [71] affirme que le mélange se produit pour des nombres de Richardson inférieurs à la valeur critique de 0,25.

Les expériences conduites par Loehrke et Holzer [72], pour une bonne stratification dans un réservoir, ont montré que le nombre de Richardson était supérieur ou égal à 4,7.

Nous nous limitons dans ce travail à l'évaluation du comportement thermique d'un ballon de stockage d'eau chaude sanitaire [73].

2. Description du système

Le système comprend l'ensemble des éléments portés sur la Fig.1 et Fig.2. Nous avons mesuré la température de l'eau en différents points de la cuve Fig.3. Ces températures sont mesurées à l'aide de 15 thermocouples de type K reliés à l'enregistreur FLUKE HYDRA SERIES II à 20 voies. Le débit d'eau circulant dans le système est mesuré à l'aide d'un débit mètre.

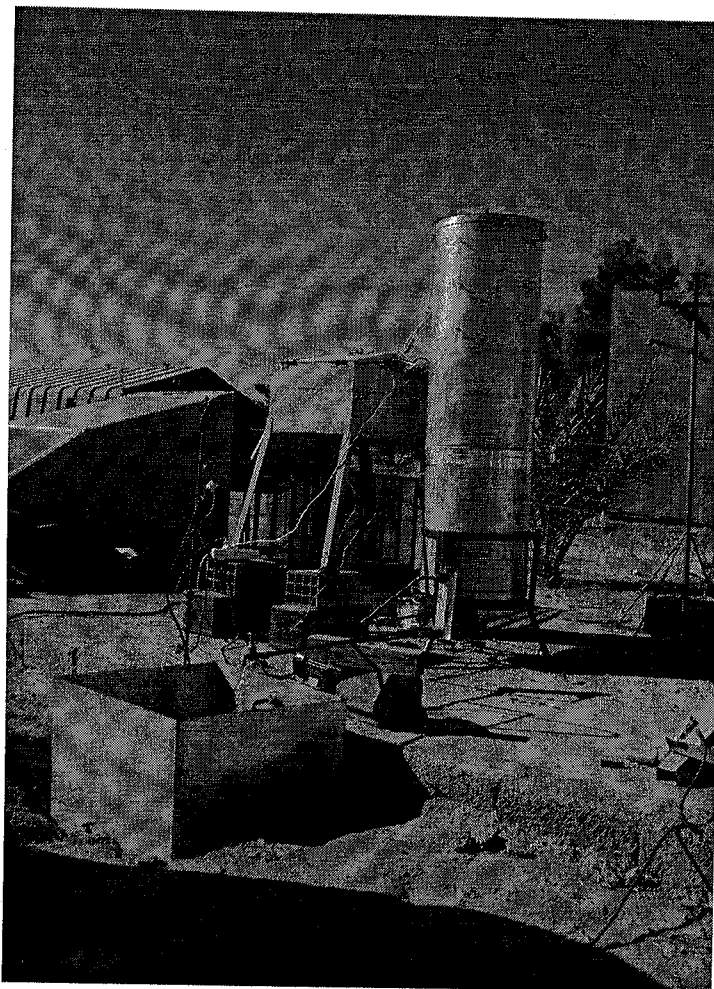


Fig.1 : Système sur le banc d'essai de l'URER/MS

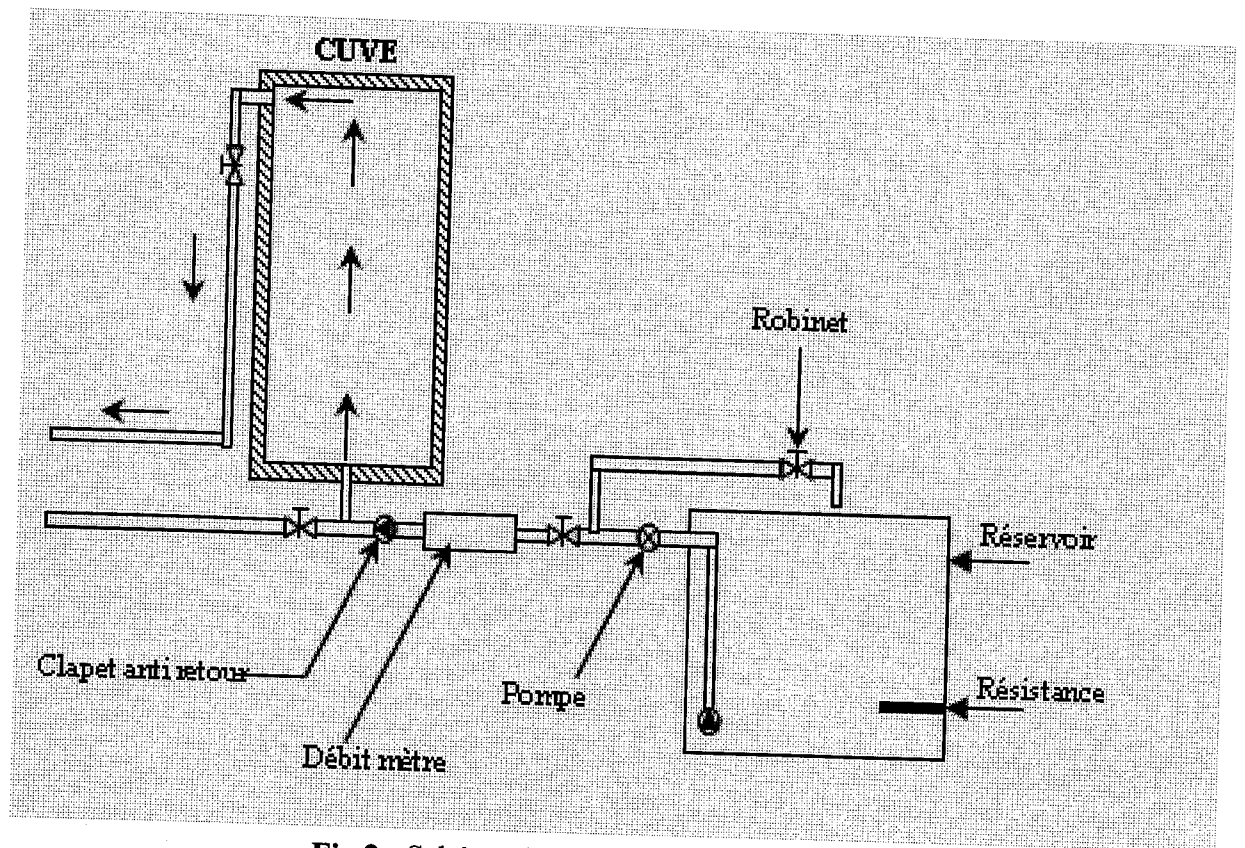


Fig.2 : Schéma descriptif du système

Le système est constitué de:

- Un ballon de stockage d'une capacité de 150 litres, avec un coefficient de pertes UA de 2.75W/K, avec injection du fluide primaire par le bas de la cuve.
- Une pompe de 550 Wmax.
- Un réservoir de $(60*60*45\text{cm}^3)$ 160 l.
- Un débit mètre.
- Deux résistances de 5KW Maximum.

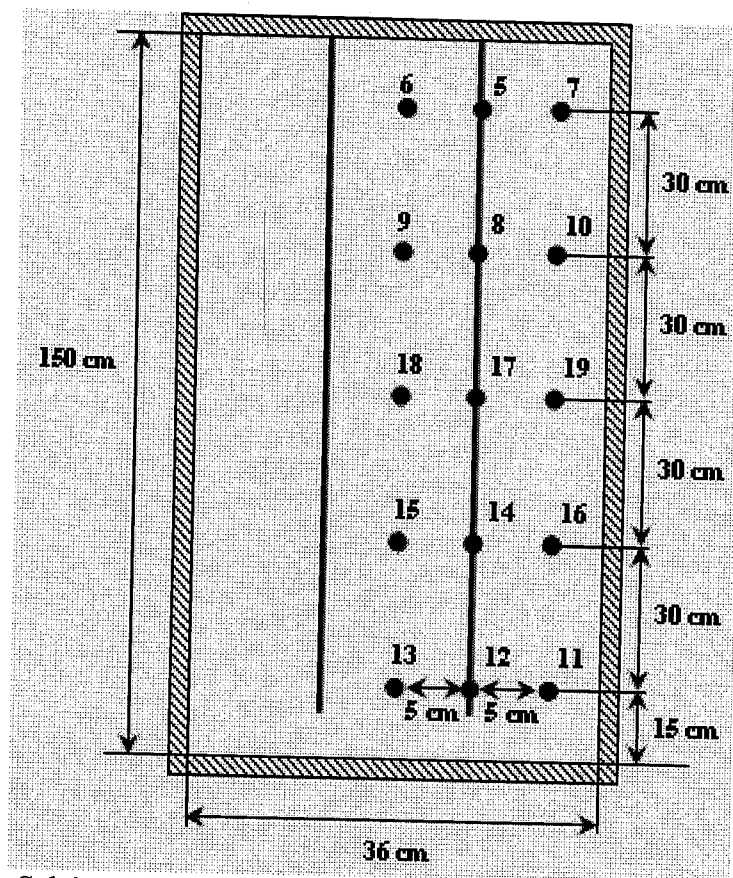


Fig.3 : Schéma représentant la distribution des thermocouples au sein de la cuve

Afin de bien comprendre le comportement thermique de la cuve, nous avons effectué plusieurs expériences (représentatives du fonctionnement des ballons d'ECS) sur un ballon traditionnel correspondant aux deux scénari suivants :

- Charge du ballon grâce à un appoint électrique (Résistances)
- Charge + décharge du ballon par puisage d'ECS.

3. Les essais réalisés

Comme précisé antérieurement, le ballon de stockage est un élément principal pour l'évaluation des performances des chauffe-eau solaires et où l'essentiel de la modélisation sera fait. Il nous a donc semblé important d'attacher une attention plus particulière à l'analyse expérimentale du comportement thermique du ballon.

Une série d'essais a été réalisée.

3.1. Créneau de températures dans le ballon

Tableau1 : Caractéristiques de l'essai N°1

Date	31/12/2007
Durée d'essai	2 heures
Pas de temps	30 s
Consigne de température	$50 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Consigne de débit	$2.6 \pm 0.11/\text{min}$

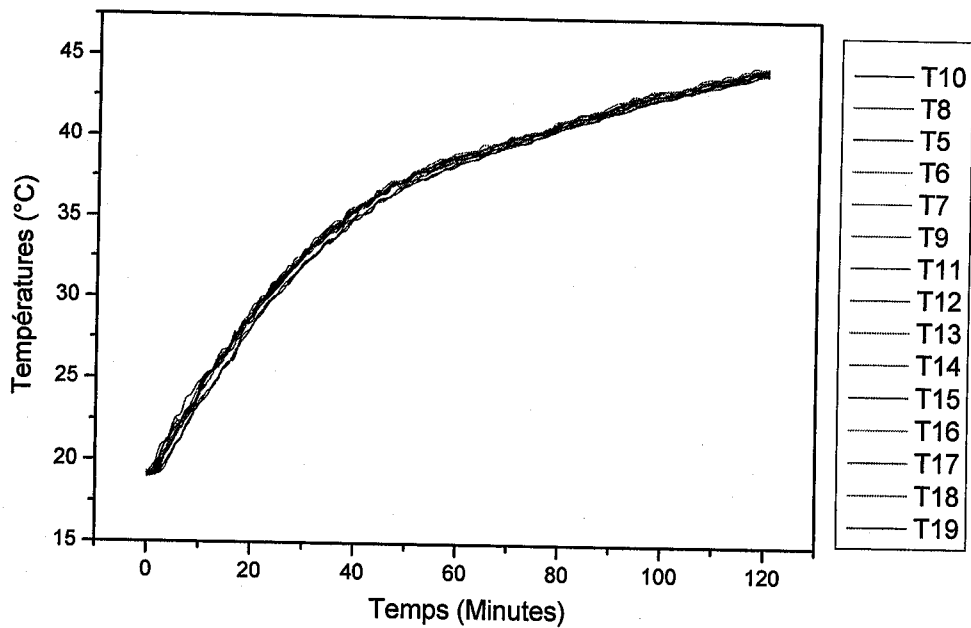


Fig.4 : Variation en fonction du temps des températures dans la cuve lors de charge

La Fig.4 présente les variations temporelles des températures mesurées dans le ballon. Nous constatons, d'après cette figure qu'il y a une absence de stratification dans le ballon, ceci est due certainement au mélange des deux fluides chaud et froid.

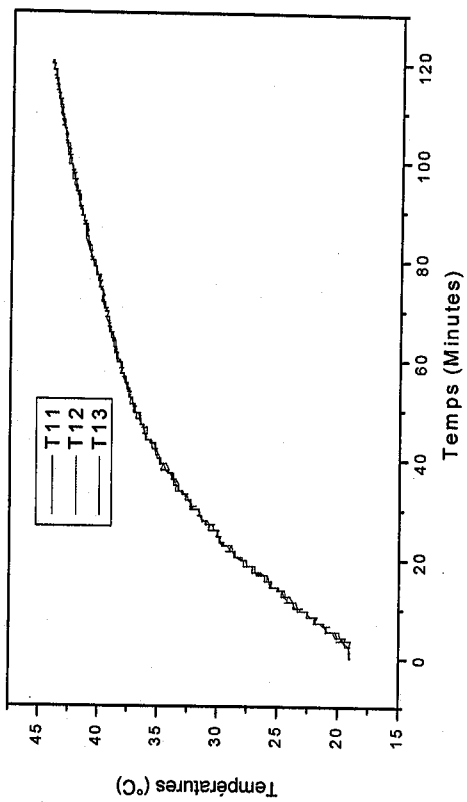


Fig.5 (a) : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 1

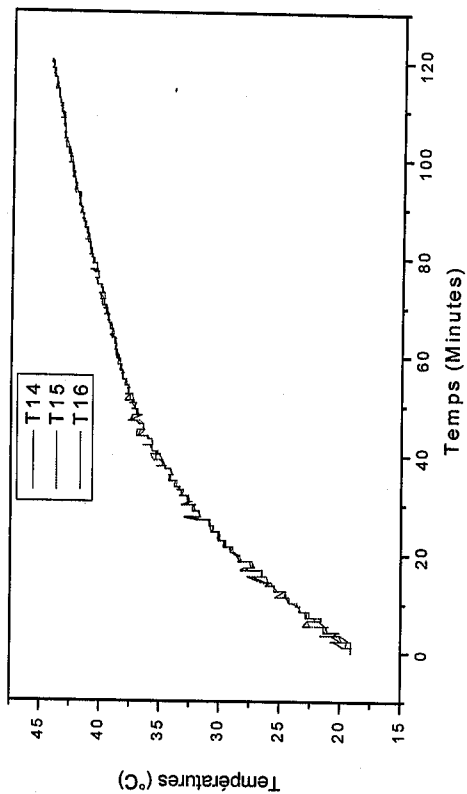


Fig.5 (b) : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 2

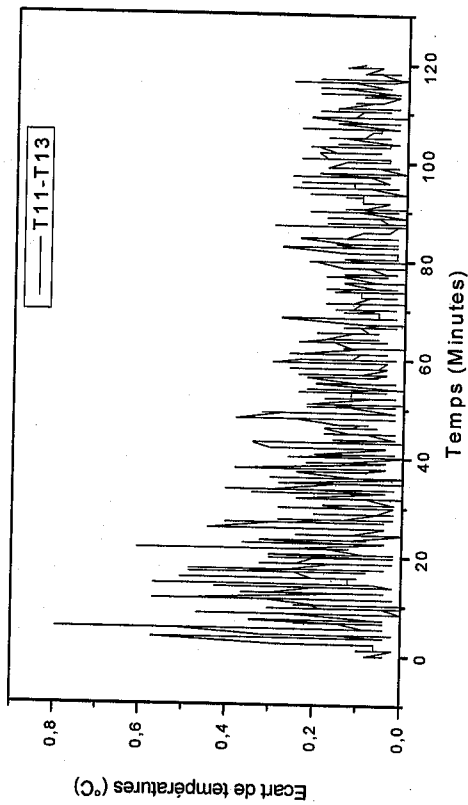


Fig.6 (a) : Ecart radial des températures dans la couche 1

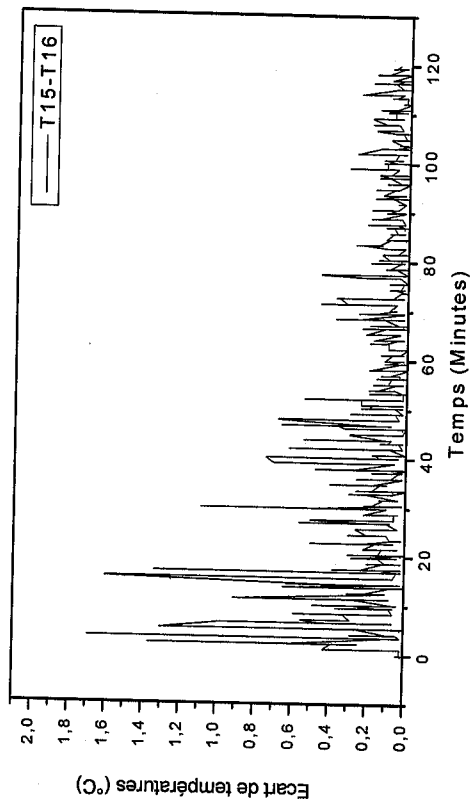


Fig.6 (b) : Ecart radial des températures dans la couche 2

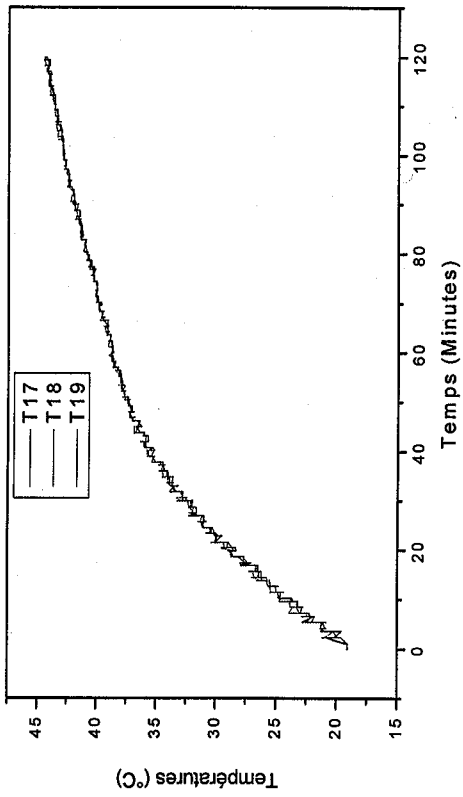


Fig.5 (c) : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 3

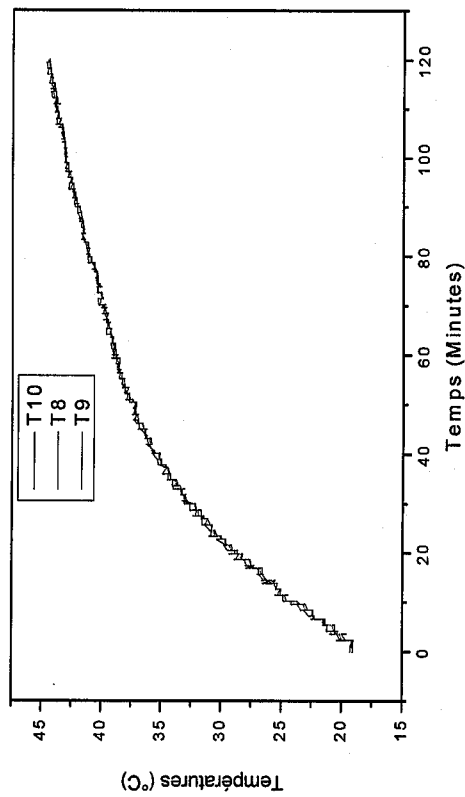


Fig.5 (d) : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 4

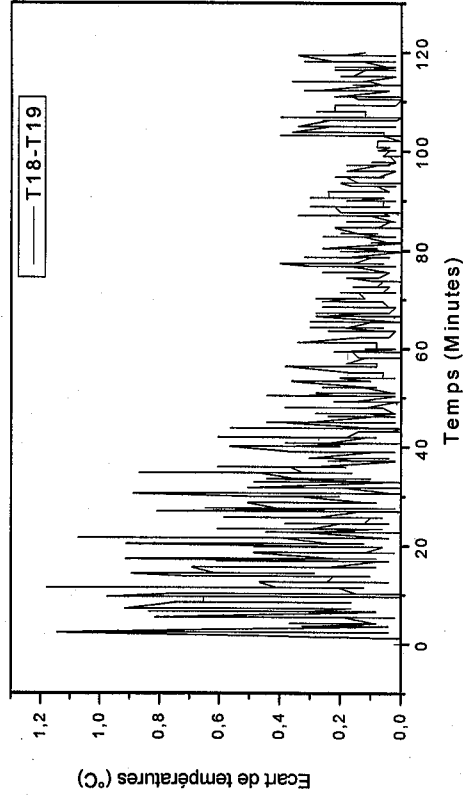


Fig.6 (c) : Ecart radial des températures dans la couche 3

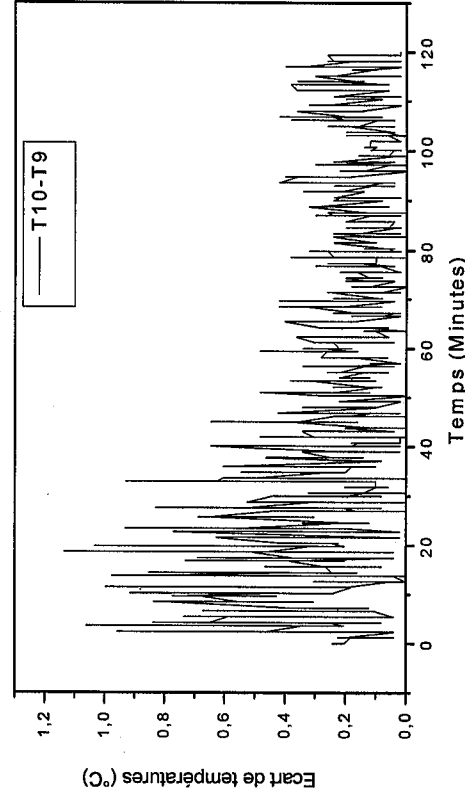


Fig.6 (d) : Ecart radial des températures dans la couche 4

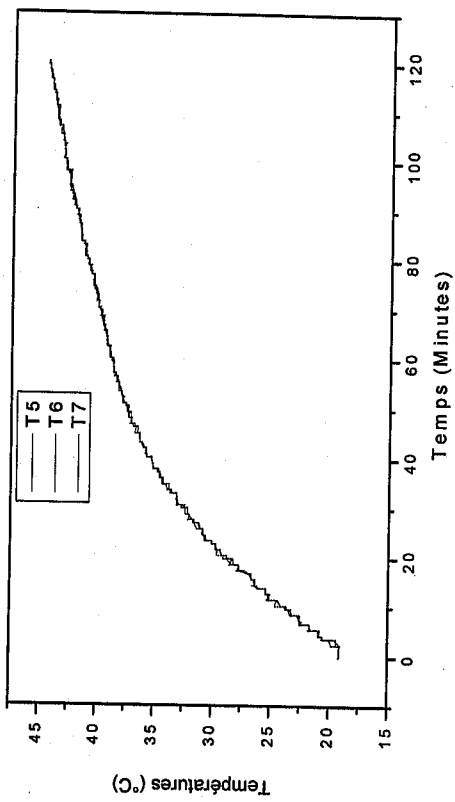


Fig.5 (e) : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 5

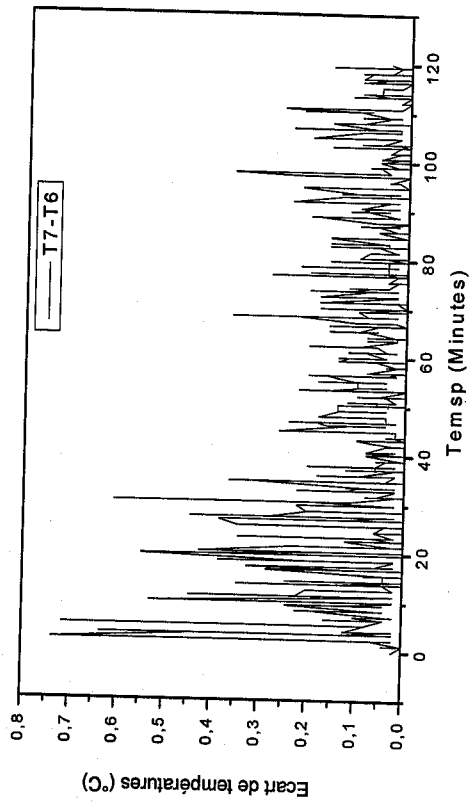


Fig.6 (e) : Ecart radial des températures dans la couche 5

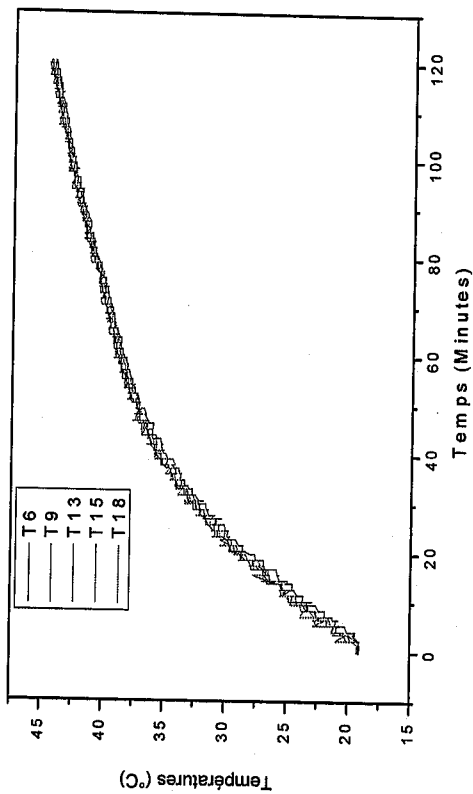


Fig.7 (a) : Evolution axiale de la température dans la cuve

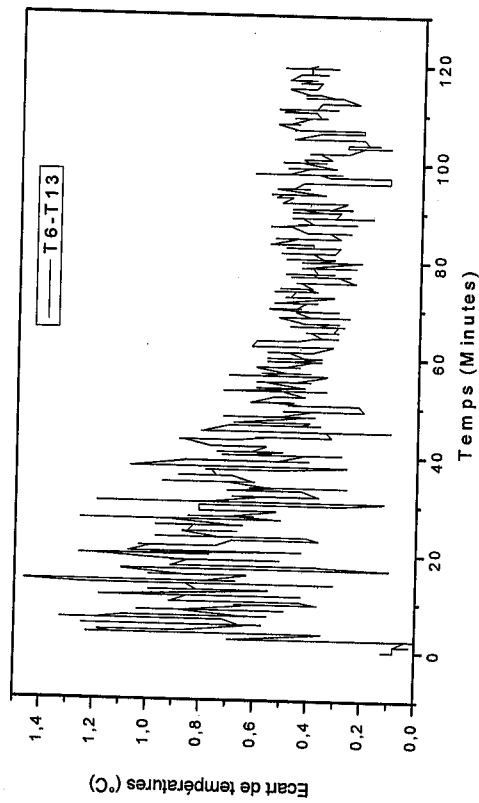


Fig.8 (a) : Ecart axial des températures

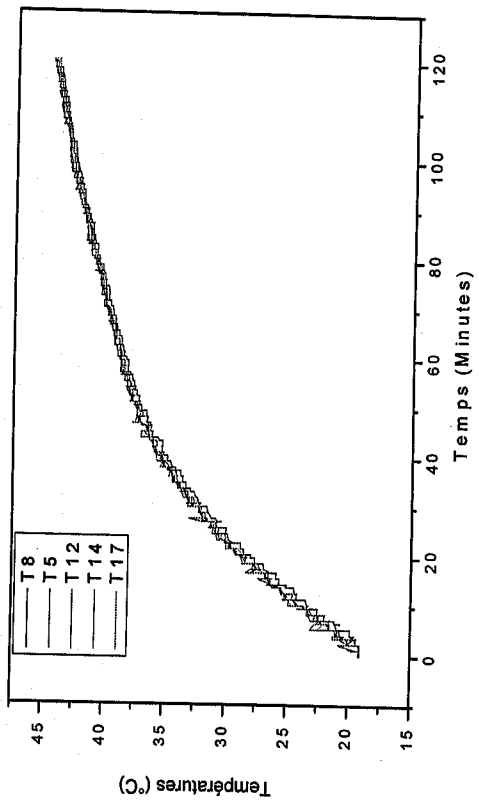


Fig.7 (b) : Evolution de la température dans la cuve à une distance de 5cm de l'axe

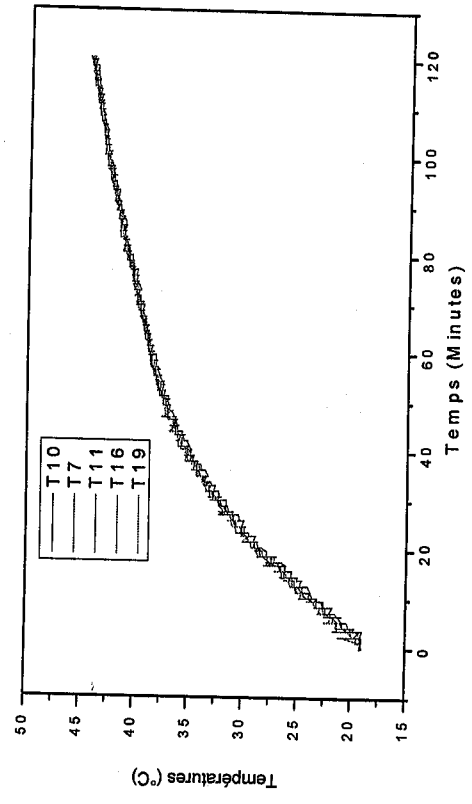


Fig.7 (c) : Evolution de la température dans la cuve à une distance de 10cm de l'axe

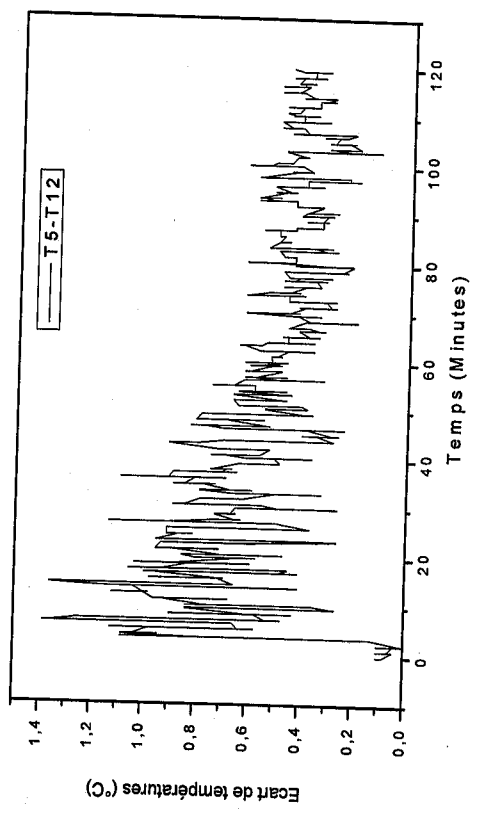


Fig.8 (b) : Ecart axial des températures à une distance de 5cm de l'axe

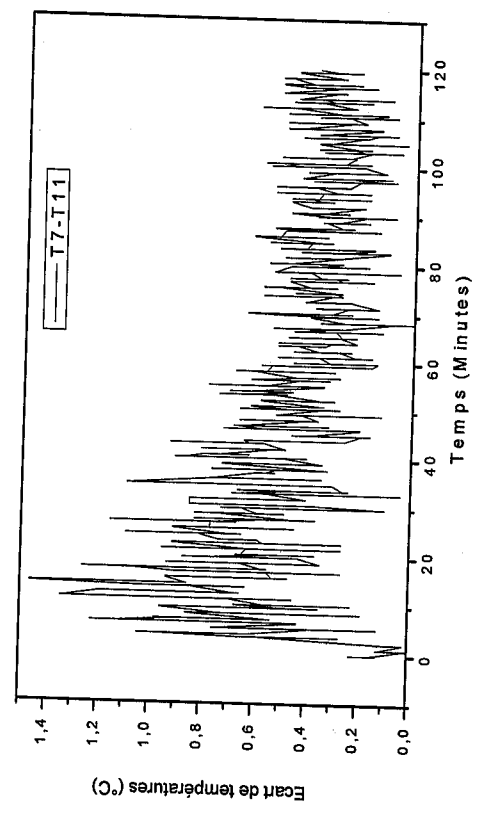


Fig.8 (c) : Ecart axial des températures à une distance de 10cm de l'axe

Le premier scénario consiste à injecter le fluide par la partie inférieure du ballon. A la fin de la manipulation, la température dans la cuve est presque uniforme (45°C), (Fig.4). Nous constatons aussi que dans les Fig.5 et Fig.6, l'écart radial ne se fait pas sentir sauf pour les couches 2-3 et 4 (Fig.6b, Fig.6c et Fig.6d) où il est de l'ordre de 1.7°C, l'écart relevé est due à la vitesse d'écoulement du fluide entrant dans la cuve. En ce qui concerne l'écart axial (Fig.7 et Fig.8), il est de l'ordre de 1.5°C au maximum et ce, quelque soit la distance avec l'axe. Cependant, nous remarquons une absence de stratification dans l'enceinte. Donc nous pouvons assimiler notre ballon à un modèle multicouche à un seul nœud.

3.2. Influence de la température d'entrée

Pour déterminer l'influence de la température d'entrée du fluide dans le ballon, nous avons réalisé trois essais dont les caractéristiques sont données dans les tableaux 2, 3 et 4.

Tableau 2 : Caractéristiques de l'essai N°2

Date	31/12/2007
Durée d'essai	3 heures
Pas de temps	30 s
Consigne de température	55 ± 3°C
Consigne de débit	1.6 ± 0.1l/min

Tableau 3 : Caractéristiques de l'essai N°3

Date	02/01/2008
Durée d'essai	2 heures 30 minutes
Pas de temps	30 s
Consigne de température	60 ± 3°C
Consigne de débit	1.6 ± 0.1l/min

Tableau 4 : Caractéristiques de l'essai N°4

Date	06/01/2008
Durée d'essai	2 heures 30 minutes
Pas de temps	30 s
Consigne de température	$40 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Consigne de débit	$1.6 \pm 0.11/\text{min}$

Les Fig.9, 10 et 11 présentent les résultats obtenus pour trois différentes températures d'entrée dans le ballon (55°C , 60°C et 40°C).

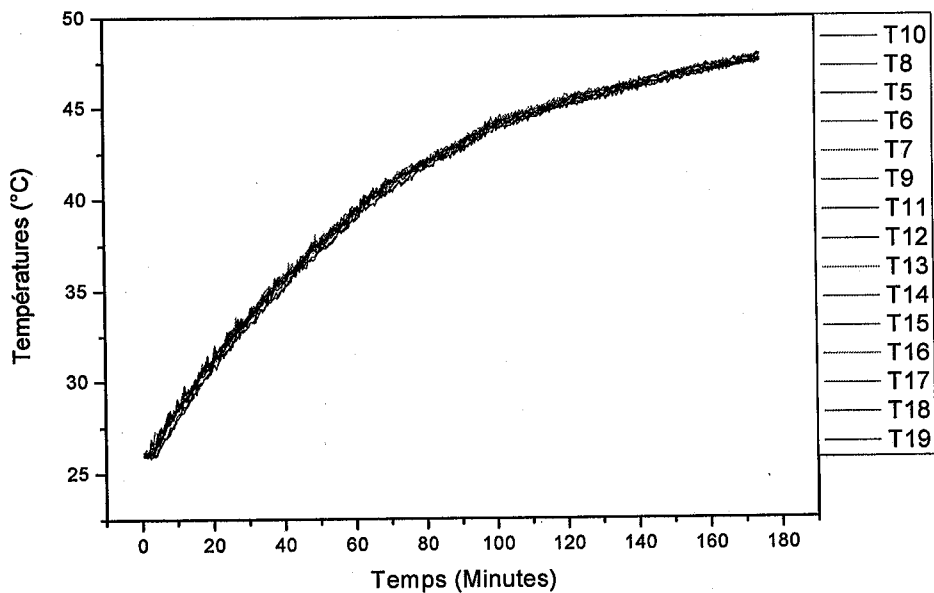


Fig.9 : Evolution des températures dans le ballon avec 55°C de température d'entrée

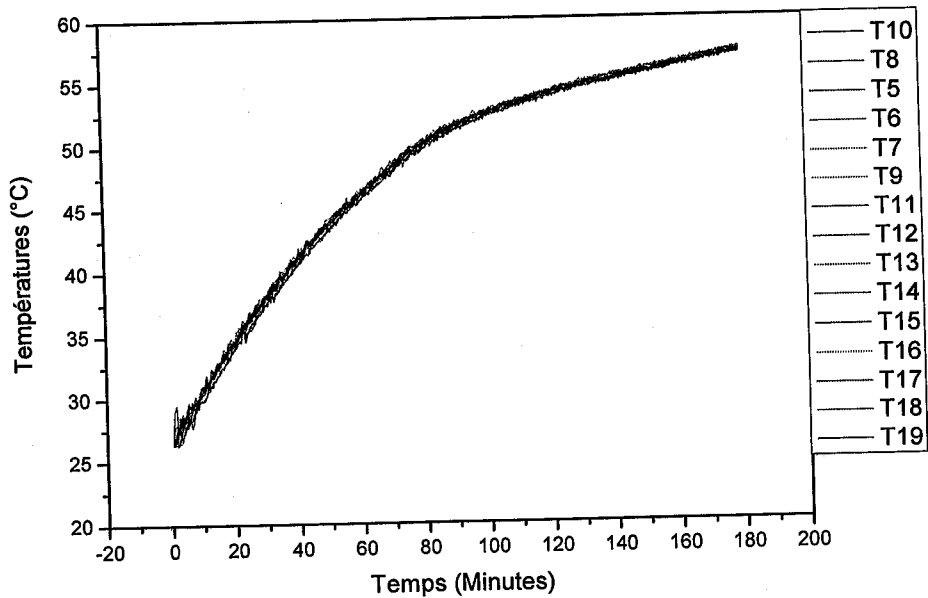


Fig.10 : Evolution des températures dans le ballon avec 60°C de température d'entrée

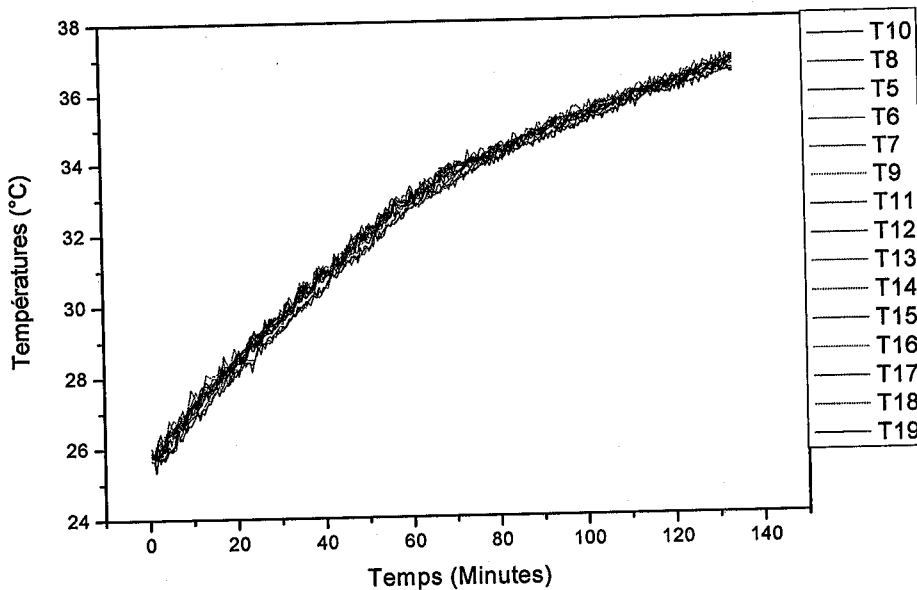


Fig.11 : Evolution des températures dans le ballon avec 40°C de température d'entrée

Les Fig.9, 10 et 11 présentent l'évolution des températures mesurées dans le ballon pour les trois essais. Nous pouvons voir que l'allure des courbes est très similaire. Cependant, pour mieux apprécier la dynamique du système, nous avons tracé et modélisé l'évolution de la température pour les trois essais.

Puisque nous pouvons assimiler le ballon à un seul nœud, le bilan thermique pourrait s'écrire :

$$M C_p \frac{dT}{dt} = m C_p (T_e - T)$$

La résolution de cette équation nous a conduit à :

$$T = T_0 + (T_e - T_0) \left\{ 1 - \text{Exp}((-m/M) * t) \right\} \text{ Pour le modèle théorique.}$$

Le traitement des résultats expérimentaux nous a ramené à un deuxième modèle à deux exponentielles dont l'équation :

$$T = T_e + A_1 * \text{Exp}\left(-\frac{t}{t_1}\right) + A_2 * \text{Exp}\left(-\frac{t}{t_2}\right)$$

Où :

T_e : est la température d'entrée du fluide.

r^2 : est le facteur de corrélation.

A_1, A_2, t_1, t_2 sont des constantes données dans le tableau suivant :

Tableau 5 : Variation des constantes en fonction des températures d'entrée

	T_e	A_1	A_2	t_1	t_2	r^2
40°C	39.4848	-6.9671	-6.9671	80.9176	80.9187	0.99896
50°C	49.9704	-12.3469	-12.3469	71.1107	71.1098	0.99944
60°C	59.1566	-16.7641	-16.7641	62.5292	62.52899	0.99916

Ainsi les résultats représentés dans la Fig.12, permettent de valider le comportement du modèle à deux exponentielles vis-à-vis du modèle théorique. La dynamique du système est correctement reproduite, contrairement au modèle théorique où l'écart maximal observé est de l'ordre de 3.02°C pour une température de 50°C, et un écart très important après la 70^{ème} minute pour une température de 60°C.

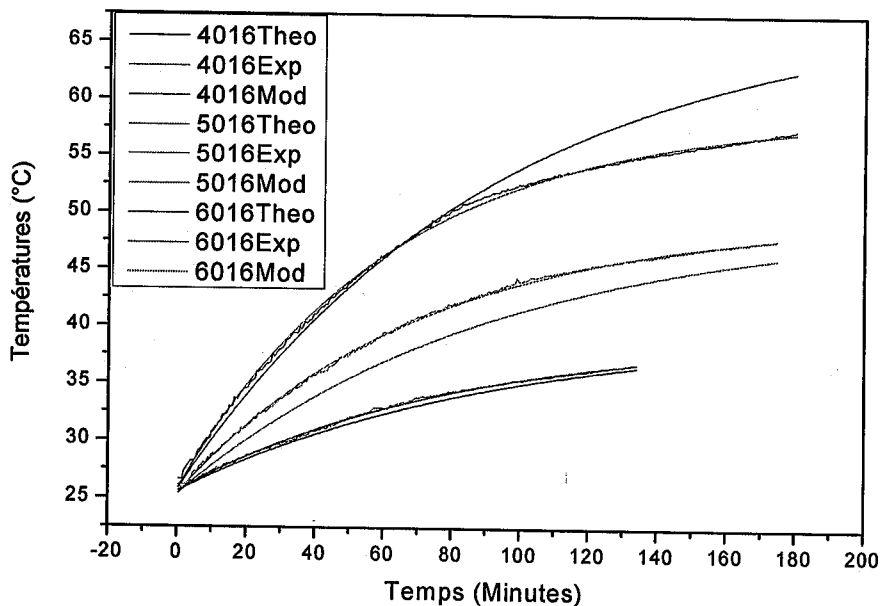


Fig.12 : Evolution temporelle de la température T6 dans le ballon pour différentes températures d'entrée

3.3. Influence du débit d'entrée (essai N°5, 6 et 7)

Pour les conditions initiales, nous avons fait varier le débit de 0.8l/min à 2.6l/min soit 48l/h à 156l/h. Les tableaux 5, 6 et 7 et les Fig.13, 14 et 15 représentent les caractéristiques de chaque essai.

Tableau 6 : Caractéristiques de l'essai N°5

Date	06/12/2007
Durée d'essai	2 heures 30 minutes
Pas de temps	30 s
Consigne de température	$40 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Consigne de débit	$1.6 \pm 0.1/\text{min}$

Tableau 7 : Caractéristiques de l'essai N°6

Date	08/01/2008
Durée d'essai	3 heures
Pas de temps	30 s
Consigne de température	$40 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Consigne de débit	$0.8 \pm 0.11/\text{min}$

Tableau 8 : Caractéristiques de l'essai N°7

Date	13/01/2008
Durée d'essai	3 heures
Pas de temps	30 s
Consigne de température	$40 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Consigne de débit	$2.6 \pm 0.11/\text{min}$

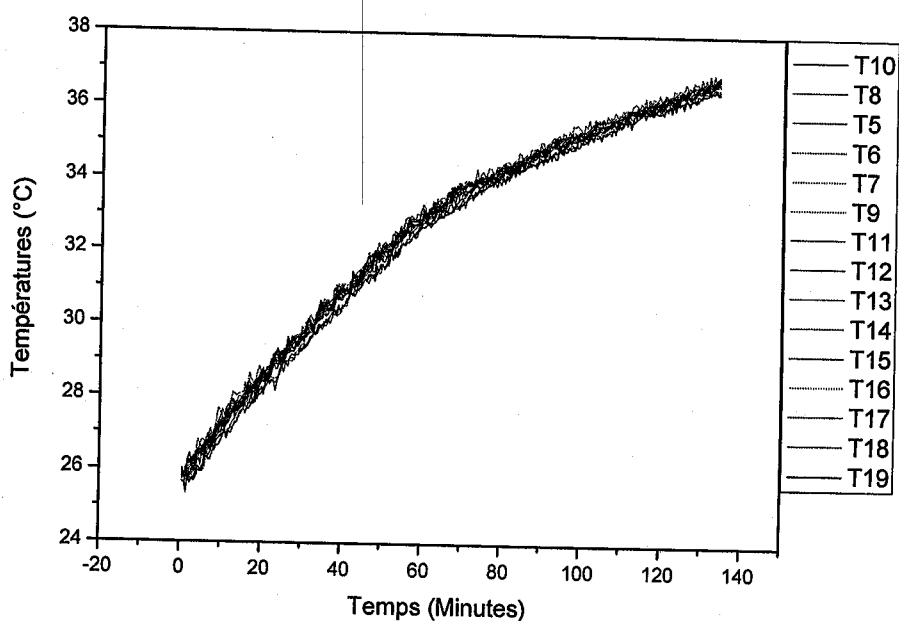


Fig.13 : Evolution des températures dans le ballon avec un débit de 1.6 l/Min

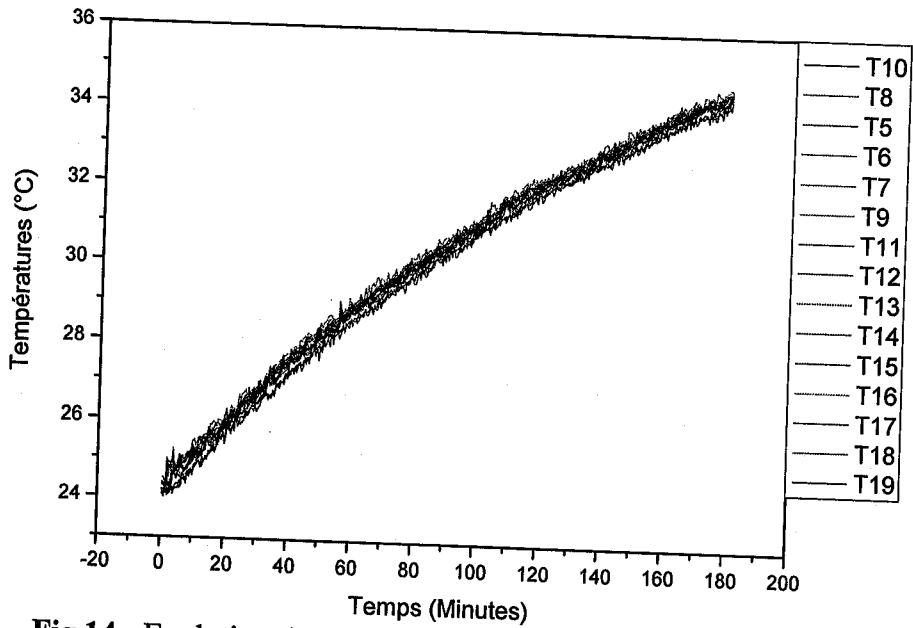


Fig.14 : Evolution des températures dans le ballon avec un débit de 0.8 l/Min

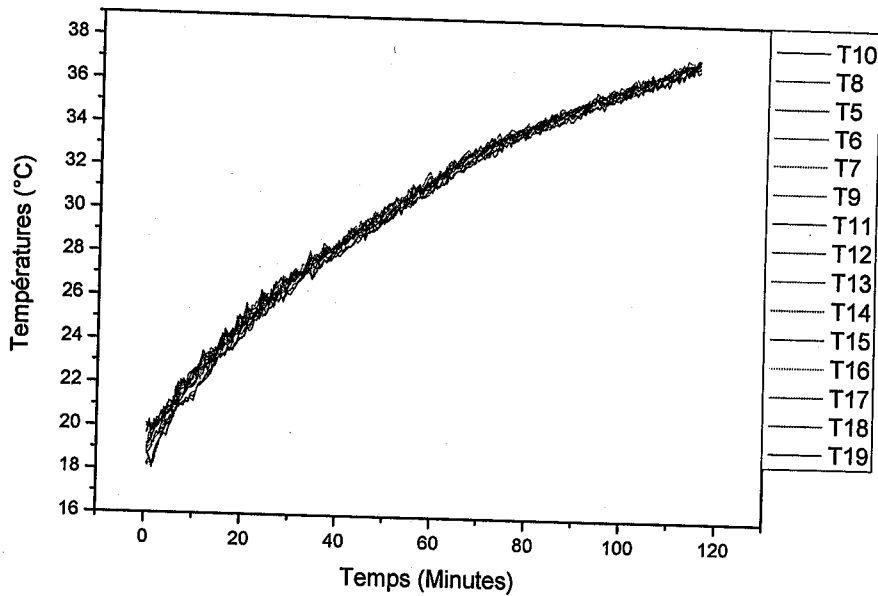


Fig.15 : Evolution des températures dans le ballon avec un débit de 2.6 l/Min

Sur les Fig.13, 14 et 15 nous pouvons observer que l'évolution des températures a la même allure pour tous les nœuds du ballon de stockage. La Fig.16 présente la variation des températures en fonction du débit du fluide dans le circuit. D'après la Fig.16, les températures augmentent dans un premier temps très légèrement en fonction du débit jusqu'à une valeur maximale puis se stabilisent aux alentours de 38°C.

Nous constatons également une légère décroissance au début de la manipulation ce qui se traduit par le fait que dans le premier essai la température du fluide dans son état initial est à une température de l'ordre de 21°C, contrairement aux autres essais où la température initiale était de l'ordre de 24.5°C et 26°C (là où normalement la température initiale doit être constante pour les trois essais)

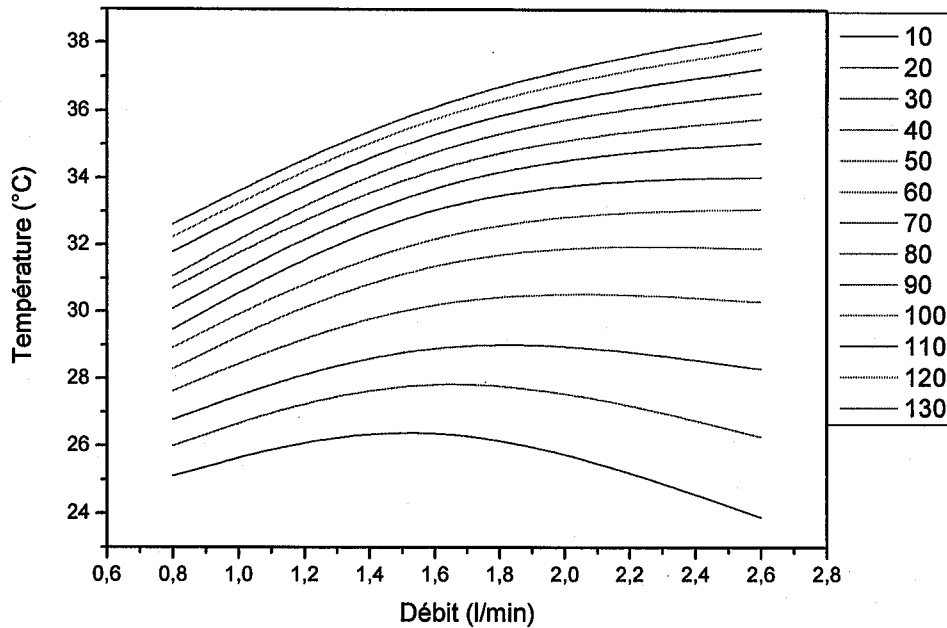


Fig.16 : Profils des températures instantanées en fonction du débit

3.4. Influence du puisage sur le comportement thermique du ballon

Le profil adopté est constitué de deux puisages de 20 mn chacun à débit de 2.8 l/mn, ce qui signifie que la quantité d'eau puisée est de 2 fois 56 litres. (Fig.17 et Fig.18).

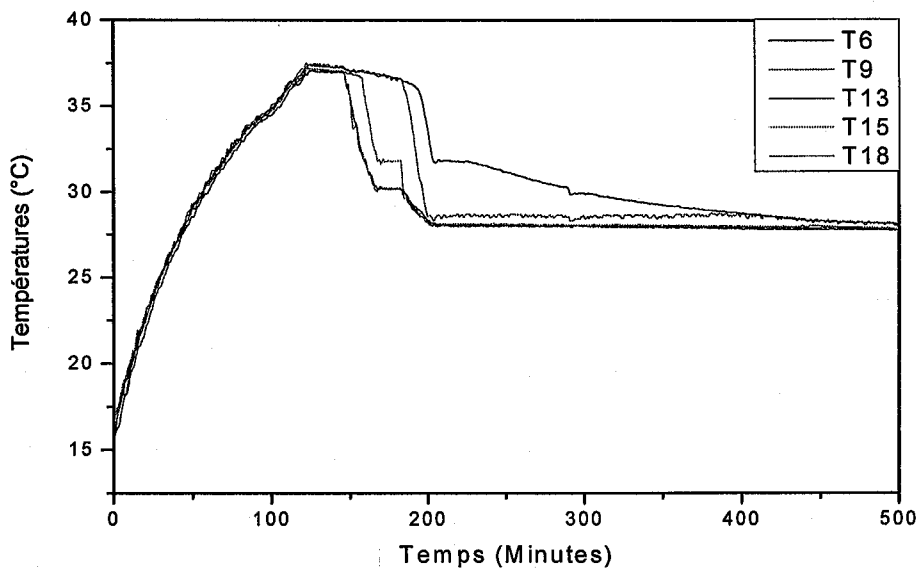


Fig.17 : Profils des températures durant la charge et décharge

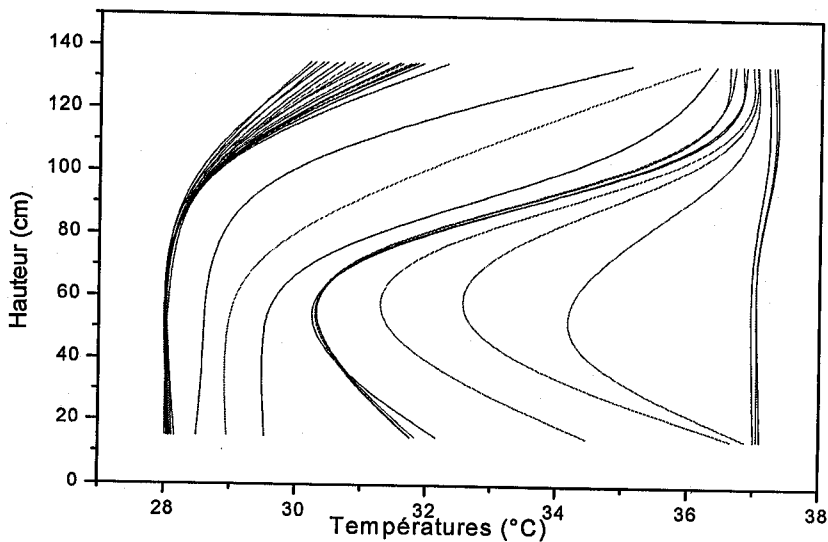


Fig.18 : Evolution temporelle des températures dans le ballon lors des deux puisages d'ECS

Dans ce second cas, (Fig.17 et Fig.18) nous constatons que la température de la partie supérieure du ballon diminue de 7°C après le premier puisage et de 9°C après le deuxième puisage, alors que les températures des couches inférieures diminuent de 37°C à environ 28°C avec l'apparition d'un faible degré de stratification due aux deux puisages. Après cette phase dynamique, le fluide à l'intérieur du ballon tend vers une température d'équilibre de l'ordre de 29°C .

La confrontation des résultats numériques avec les données expérimentales a montré que le modèle à deux exponentielles reproduit correctement le comportement thermo-hydraulique du ballon de stockage pour les différents types de sollicitations que nous pourrions rencontrer. Nous avons pu également remarquer l'absence du phénomène de stratification au sein du ballon.

4. Les échangeurs

Avec les capteurs, la cuve de stockage et son échangeur sont des éléments essentiels qui contribuent à optimiser les performances des chauffe-eau solaires à faible débit. Ces derniers utilisent des conduites en cuivre ou en acier avec des diamètres de l'ordre de 15 à 20 mm. En effet, ce type de système permet d'améliorer de façon notable la stratification thermique au sein du ballon de stockage. Pour cela, nous avons entrepris d'autres essais sur une nouvelle configuration de ballon, équipé d'un échangeur (Fig.19), et de thermocouples mesurant la température du fluide à l'intérieur sur toute la hauteur de l'enceinte (Fig.20).

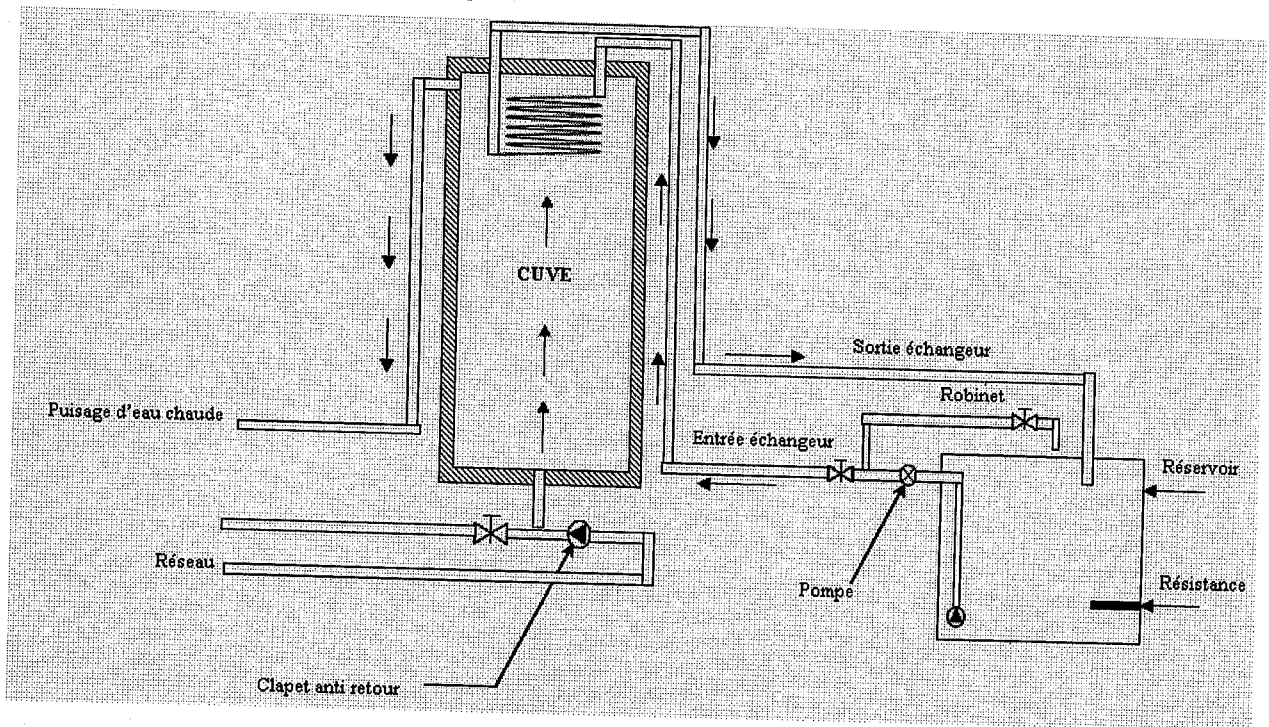


Fig.19 : Schéma descriptif du ballon équipé d'un échangeur dans la partie supérieure

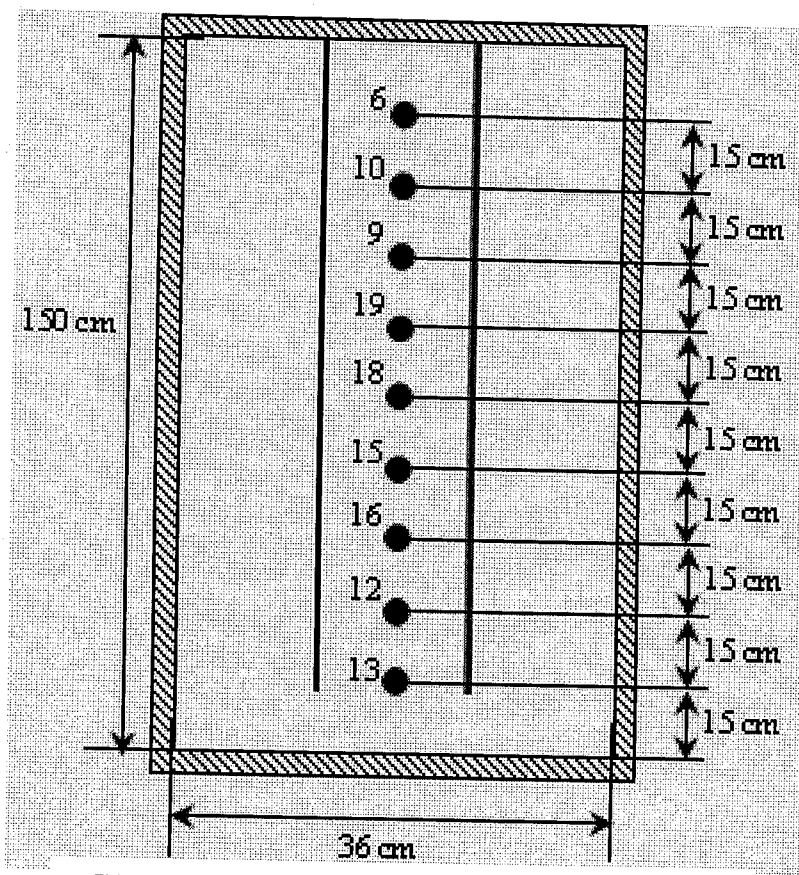


Fig.20 : Schéma représentant la distribution des thermocouples au sein de la cuve

4.1. Evolution des températures dans le ballon (essai N°8)

Tableau9 : Caractéristiques de l'essai N°8

Date	06/04/2008
Durée d'essai	1 heure 30 mn
Pas de temps	1 mn
Consigne de température	50 ± 3°C
Consigne de débit	2.2 ± 0.1 l/min

La Fig.21 montre les variations temporelles des températures du fluide dans le ballon de stockage, ainsi que les températures d'entrée-sortie de l'échangeur. Dans ce cas, il s'établit une stratification thermique due à l'échange thermique entre le fluide de l'échangeur et le ballon. Nous constatons également que seul la partie supérieure du ballon s'échauffe et que la différence de température entre l'entrée et sortie de l'échangeur est de l'ordre de 9°C au début de l'essai, puis se stabilise à un écart de 3.5°C dû au fait que la température du fluide du ballon a atteint la température de consigne de l'échangeur.

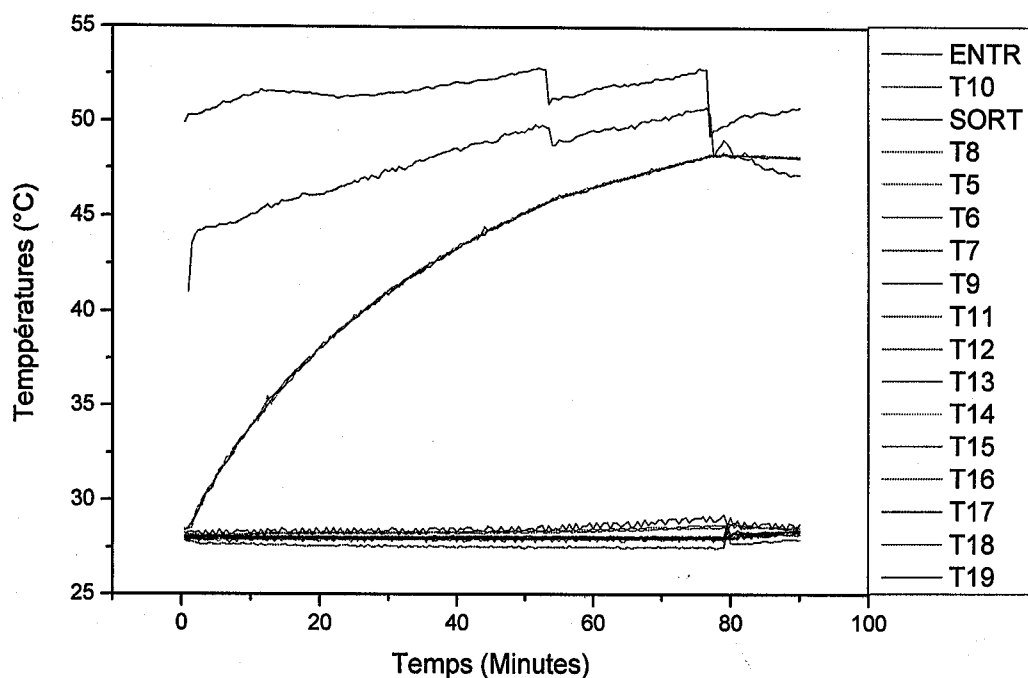


Fig.21 : Variation temporelle des températures du fluide dans la cuve ainsi que celle d'entrée-sortie de l'échangeur

4.2. Influence du puisage (essai N°9)

Tableau 10 : Caractéristiques de l'essai N°9

Date	07/04/2008
Durée d'essai	3 heures
Pas de temps	1 mn
Consigne de température	$50 \pm 3^\circ\text{C}$
Boucle primaire, consigne de débit	$0.9 \pm 0.1 \text{ l/mn}$
Boucle secondaire, consigne de débit	$1 \pm 0.1 \text{ l/mn}$

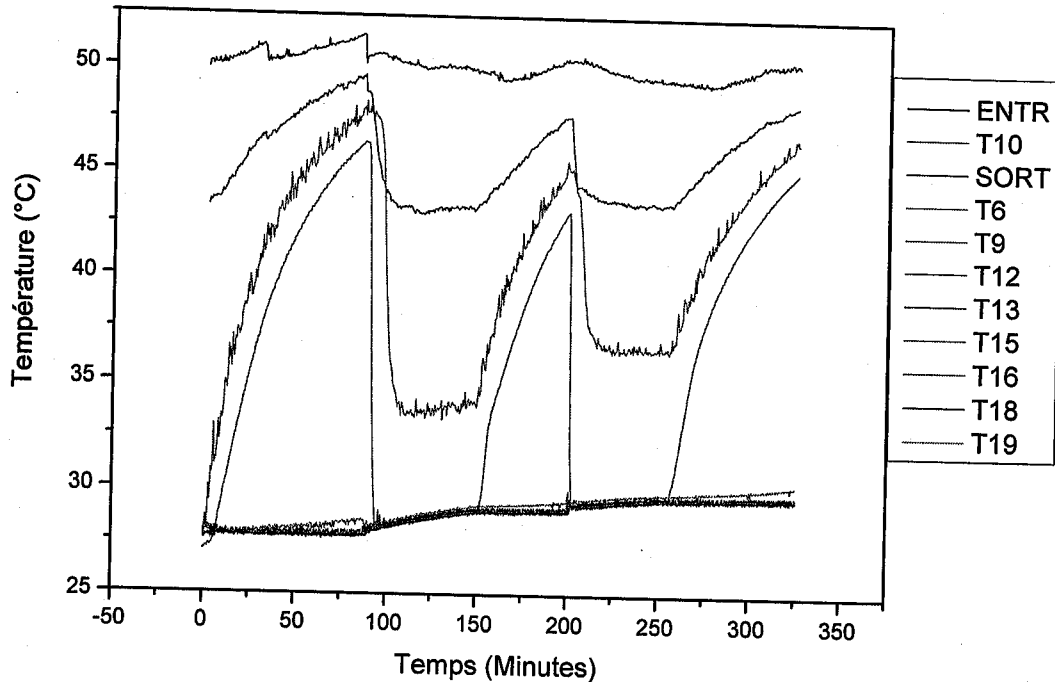


Fig.22 : Profil des températures dans le ballon durant la charge et décharge

Dans la phase dynamique ($t < 90 \text{ mn}$), (Fig.22), la stratification est très bien reproduite et il y a un gradient de température important entre le haut et le bas du ballon (de l'ordre de 19.5°C). Durant la phase ($90 < t < 150 \text{ mn}$), premier puisage de 1 l/mn pendant 1 heure, la température de la partie supérieure diminue de 13.5°C . Après une heure de chauffe du ballon, un deuxième puisage de 60 litres où la température diminue de 9°C . L'écart de température entrée/sortie échangeur est montré dans la Fig.23, où nous pouvons voir deux pics qui sont dus aux deux puisages entrepris et à une décroissance due à la charge du ballon.

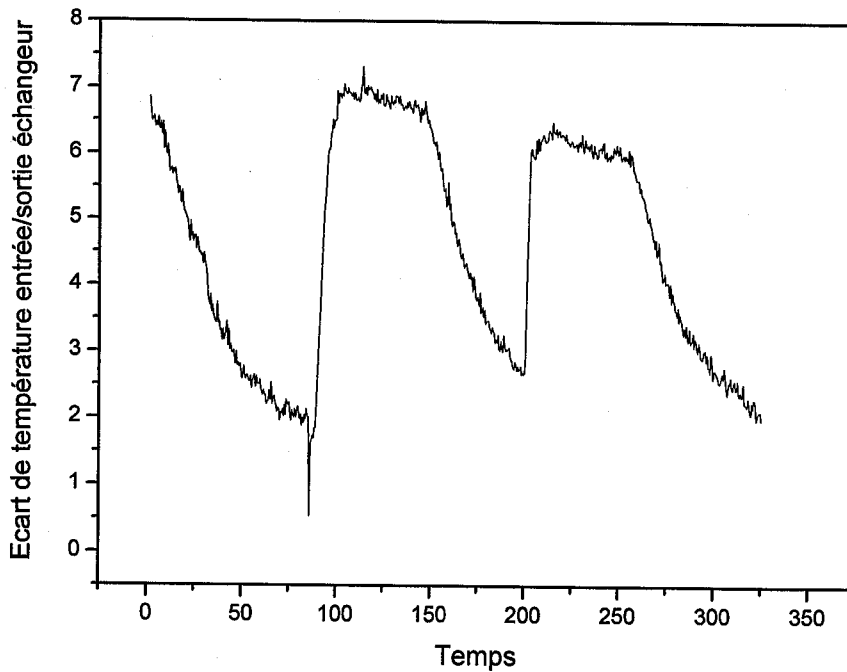


Fig.23 : Ecart de température entrée/sortie échangeur durant la charge et décharge

A l'instar de l'échangeur et après le dernier puisage, la phase dynamique "se termine" par un ballon à température quasi-homogène (Fig.24).

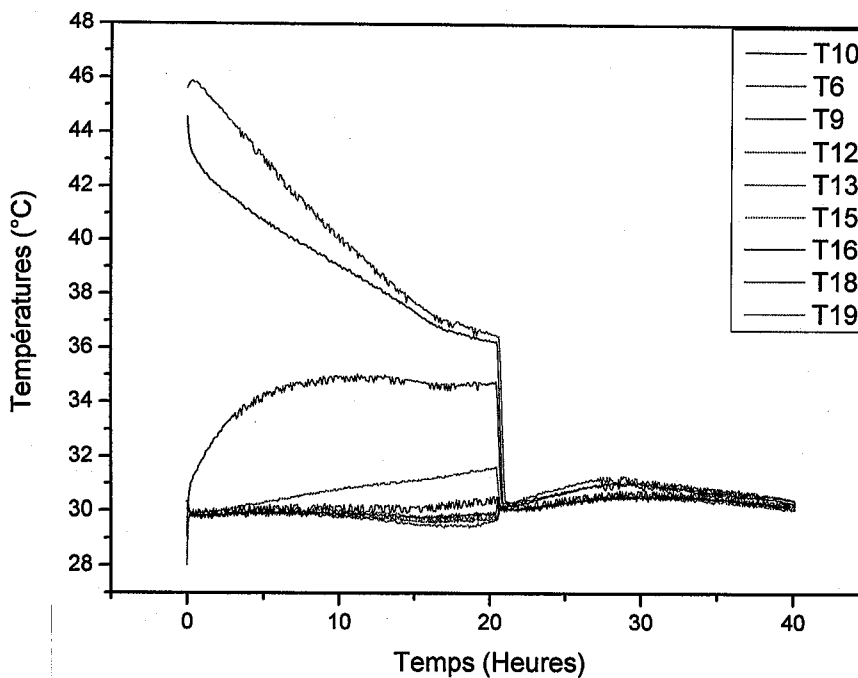


Fig.24 : Profil des températures enregistrées après puisages

4.3. Influence de la position de l'échangeur à l'intérieur du ballon (essai N°10, 11 et 12)

Ce test consiste à faire une comparaison entre les différentes positions de l'échangeur. Les tableaux 11, 12 et 13 présentent le mode opératoire pour chaque essai.

Tableau 11 : Caractéristiques de l'essai N°10 (échangeur dans la partie supérieure du ballon)

Date	11/05/2008
Durée d'essai	80 mn
Pas de temps	1 mn
Consigne de température	$50 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Boucle primaire, consigne de débit	$6.2 \pm 0.1 \text{ l/mn}$

Tableau 12 : Caractéristiques de l'essai N°11 (échangeur au milieu du ballon)

Date	11/05/2008
Durée d'essai	110 mn
Pas de temps	1 mn
Consigne de température	$50 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Boucle primaire, consigne de débit	$5.8 \pm 0.1 \text{ l/mn}$

Tableau 13 : Caractéristiques de l'essai N°12 (échangeur dans la partie inférieure du ballon)

Date	11/04/2008
Durée d'essai	3 heures
Pas de temps	1 mn
Consigne de température	$50 \pm 3^{\circ}\text{C}$
Boucle primaire, consigne de débit	$5.6 \pm 0.1 \text{ l/mn}$

Les Fig.25, Fig.26 et Fig.27 présentent les variations temporelles des températures à l'intérieur de la cuve et celles d'entrée/sortie de l'échangeur pour différentes positions de ce dernier.

En comparant les trois configurations, nous constatons que pour la Fig.25 seul un volume de 33 litres du fluide a atteint la température de 45°C en 80mn. Pour la deuxième configuration (Fig.26), 76 litres atteint 45 °C en 95 mn, avec un degré élevé de stratification. En ce qui concerne la Fig.27, tout le volume du ballon s'est échauffé en presque trois heures. Et comme la stratification est un phénomène important pour le stockage, il est préférable de mettre l'échangeur soit au milieu soit dans la partie supérieure du ballon.

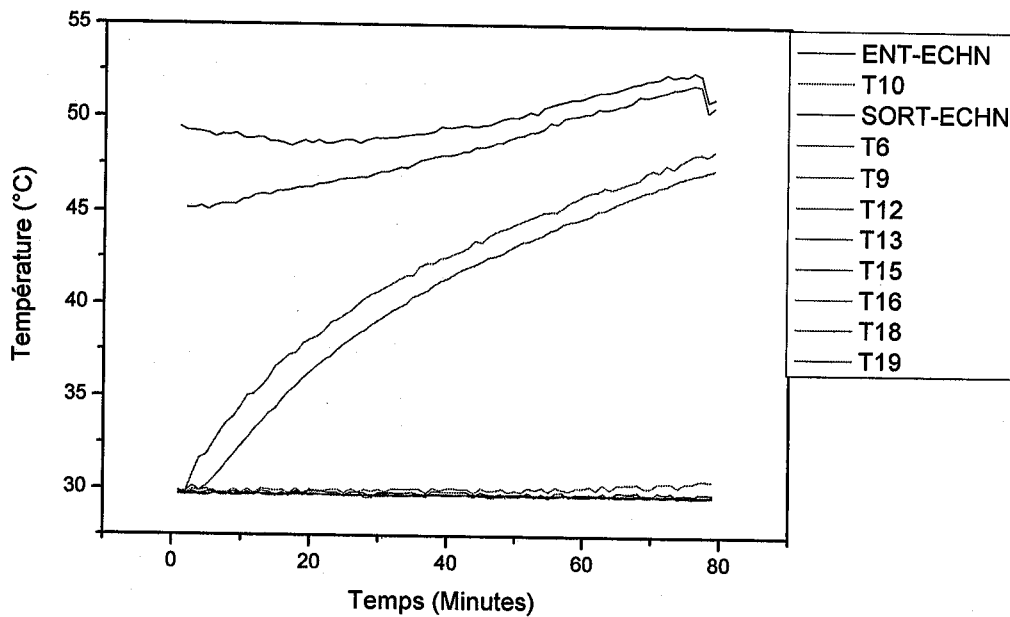


Fig.25 : Profil des températures à l'intérieur du ballon avec échangeur dans la partie supérieure

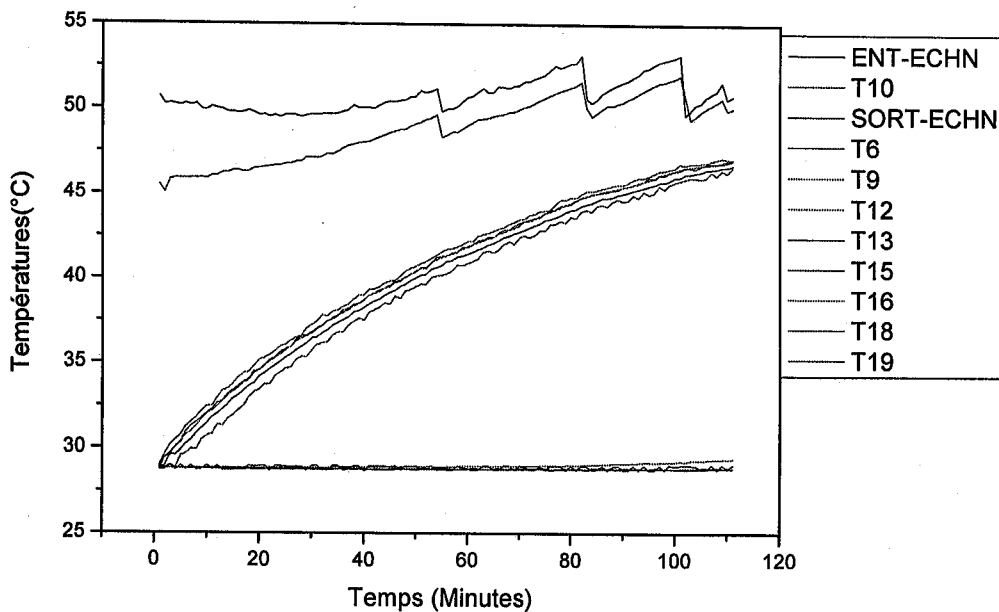


Fig.26 : Profil des températures avec échangeur au milieu du ballon

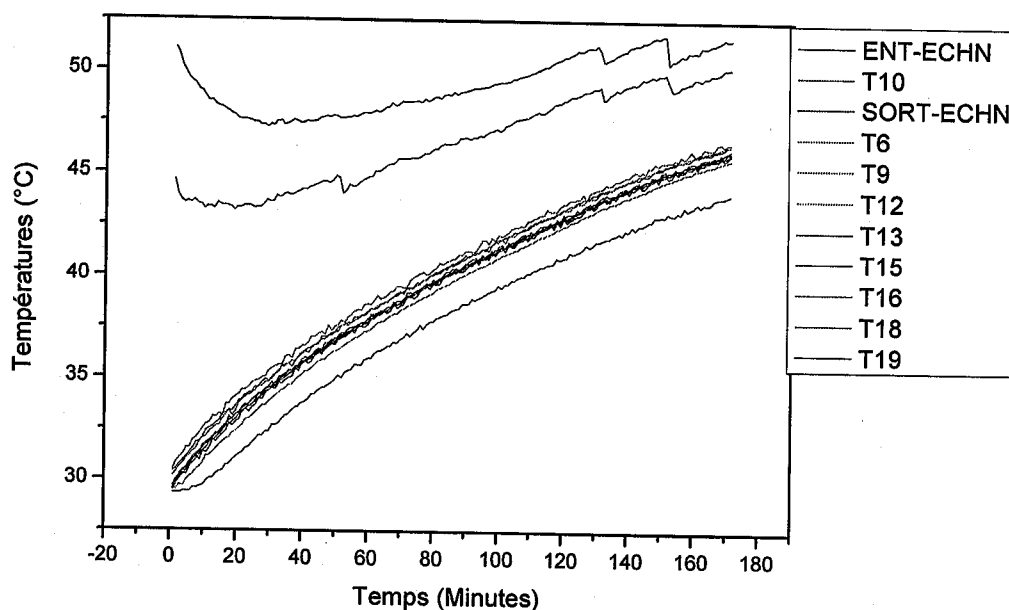


Fig.27 : Profil des températures à l'intérieur du ballon avec échangeur dans la partie inférieure

5. Conclusion

Afin de comprendre le comportement thermique du fluide à l'intérieur d'un ballon de stockage, des études expérimentales ont été entreprises sur ce dernier associé à un réservoir électrique, lequel à son tour a été utilisé pour chauffer le fluide primaire et le système complet ballon+échangeur.

La première série d'essais a été réalisée afin de mettre en évidence le comportement thermique du système lorsque celui-ci est soumis à diverses sollicitations bien contrôlées. La méthode de résolution du modèle à deux exponentielles a été validée par rapport au modèle théorique.

Les performances thermiques ont été déterminées et les configurations les plus efficaces par rapport à l'efficacité de stockage thermique ont été identifiées. Il apparaît que l'efficacité la plus élevée est obtenue quand le fluide chaud est injecté dans le ballon à partir de la zone haute et que le fluide froid est puisé dans la zone basse de la cuve.

En ce qui concerne l'influence de la position de l'échangeur au sein du ballon, la stratification au milieu est très bien reproduite avec des performances meilleures pour le stockage.

Il est nécessaire de tenir compte de tous ces phénomènes lors des applications solaires surtout le couplage capteur / ballon de stockage. C'est vers cet objectif qu'il devient intéressant de coupler le ballon de stockage à un capteur concentrateur alimenté par fibre optique.

CHAPITRE V

**Conception et expérimentation d'un
système de production et stockage
d'eau chaude sanitaire**

1. Introduction

Les capteurs plans classiques ne permettent pas, en général, de dépasser une température de 130°C au niveau de la surface absorbante. Cette température peu élevée influe négativement sur les rendements thermodynamiques des systèmes. Pour augmenter le rendement, il faut augmenter la température de la source chaude et, par conséquent, concentrer le rayonnement solaire en acceptant de perdre le bénéfice du rayonnement diffus.

Dans ce chapitre nous étudions un nouveau système à concentration alimenté par fibre optique pour la production et le stockage de l'eau chaude sanitaire. Actuellement la technologie des fibres optiques, disponibles pour cette transmission, offre une haute qualité de production avec un gros diamètre de cœur.

L'idée de transporter l'énergie solaire concentrée par fibre optique a germé dans les années 80. De nombreuses études ont été menées dans la transmission de l'énergie solaire concentrée par fibre optique et cela, à des fins diverses [74]:

- Caractérisation du système ;
- Eclairage solaire ;
- Chirurgie solaire ;
- Génération d'hydrogène et réactions photochimiques ;
- Production d'électricité solaire ;
- Lasers solaires.

En ce qui concerne la caractérisation du système, de nombreux travaux ont été menés. A ce titre nous pouvons citer :

- Kato et Nakamura (1976), ont utilisé des fibres optiques dans la transmission des radiations solaires. [75]
- Cariou et al. (1982, 1985) ont étudié les propriétés de transmission des fibres ainsi que les conditions géométriques de l'ensemble fibres concentrateurs. [76, 77]
- Khatri et al. (1993), ont utilisé des fibres optiques pour capter l'énergie solaire. [78]
- Nakamura et al. (1995), ont analysé un système d'énergie solaire par fibre optique pour le traitement d'un matériel lunaire. [79]
- Liang et al. (1997), ont utilisé un faisceau de fibres optiques pour l'énergie solaire. [80]

- Feuermann et Gordon (1998), ont développé un modèle théorique des pertes de lumière dans le cœur des fibres. [81]
- Jaramillo et al. (1999), ont développé une étude théorique thermique des fibres optiques transmettant l'énergie solaire concentrée.[82]
- Kribus et al. (2000), ont présenté une étude sur l'utilisation potentielle des fibres optiques pour la production d'énergie thermique solaire.[83]
- Kandilli et al. (2007), ont modélisé les systèmes de transmission d'énergie solaire concentrée par fibres optiques.[74]

L'élément essentiel de la réalisation pratique de ces applications est la séparation totale de la collecte et la délivrance de lumière très concentrée, y compris les gains d'efficacité pour la collecte et le transport optique. Vers la résolution de ce problème de façon pragmatique et modulaire, l'utilisation de l'énergie solaire à fibre optique a été proposée (Cariou et al., 1982; Feuermann et Gordon. 1999[84]. 2001a[85]: Gordon. 2001[86]). Nous allons présenter ici les résultats expérimentaux d'un prototype réalisé à l'Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien à Adrar (Fig.1).

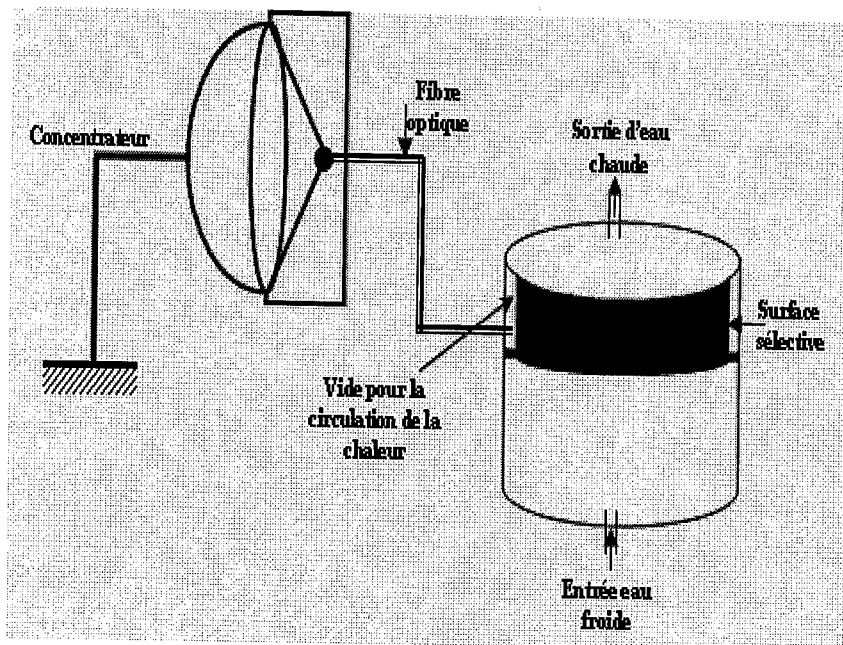


Fig.1 : Système de production et de stockage d'eau chaude sanitaire

Il est constitué d'un concentrateur couplé à une fibre optique au foyer comme le montre la Fig.2.

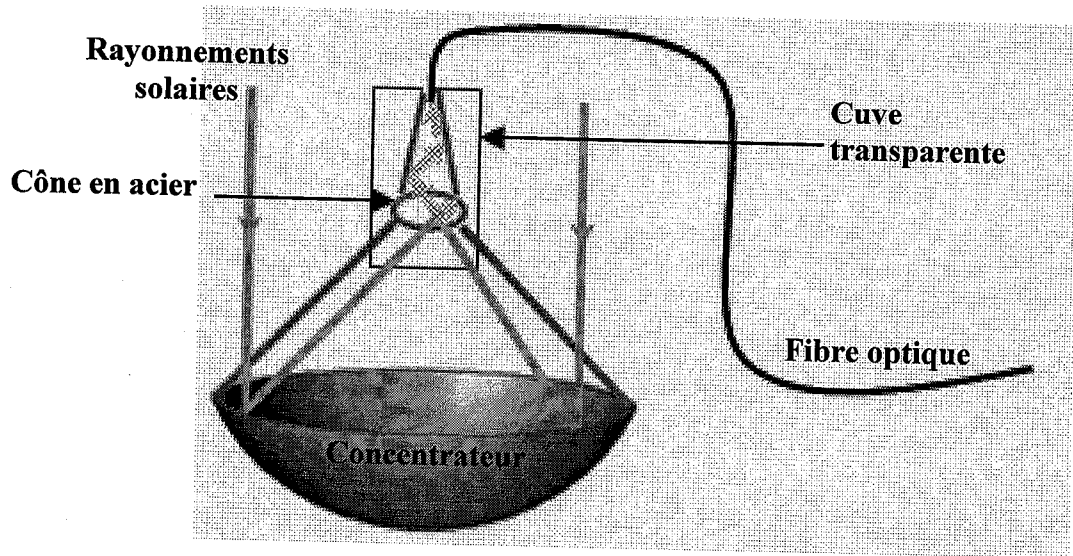


Fig.2 : Schéma du concentrateur couplé avec une fibre optique

Une série de photos illustre bien le prototype en cours d'exploitation (Fig.3)

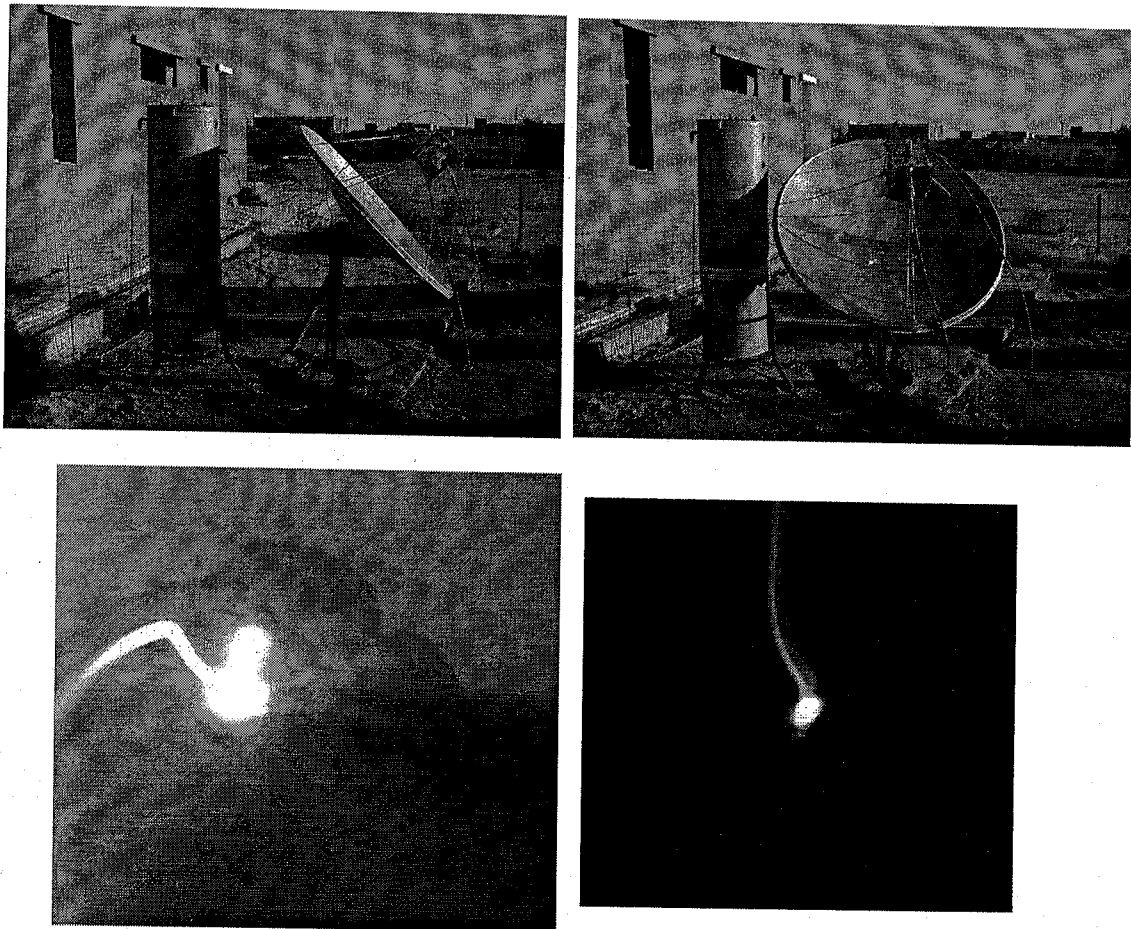


Fig.3 : Photos du système réalisé opérationnel

La conception, l'assemblage et les essais de mesures sur terrain sont détaillés ci-après :

2. Conception du prototype concentrateur

La conception d'un convertisseur thermique de l'énergie solaire fonctionnant dans la gamme de température (150°C-500°C) nécessite l'étude et l'optimisation du bilan thermique de la surface d'absorption du rayonnement. Intervient alors, outre les propriétés optiques de l'absorbeur, le taux de concentration géométrique (C) défini par le rapport de la surface apparente de captation (miroir) à la surface apparente d'absorption (foyer).

Imbert et al. [87], ont montré que pour une température d'utilisation donnée, le rendement thermique n'augmente pratiquement plus au-delà d'une valeur déterminée du taux de concentration; ceci est de nature à faciliter la récupération de la chaleur produite et à limiter les difficultés technologiques lors de la réalisation du miroir concentrateur. C'est la raison pour laquelle nous avons utilisé un miroir de forme sphérique.

Le miroir est caractérisé par son diamètre (D), son demi-angle (ϕ), la distance focale (f) donnée par l'expression $1/f = 4 \tan(\phi/2)$, et la concentration C.

La concentration la plus élevée générée par un tel concentrateur (Rabl, 1976) [88] est représentée par l'expression : $C^{\max} = \frac{\sin^2(\phi)}{\theta_s^2}$ et comprend la fraction $\cos^4(\phi/2)$ du total des flux qui atteint le plan focal (Baum et Strong, 1958). θ_s est le demi-angle effectif solaire, suffisamment petit que $\sin(\theta_s) \approx \theta_s$.

La distance focale du diamètre d_{\max} qui accepte pratiquement tous les rayons réfléchis (Rabl, 1976) :

$$d_{\max} = \frac{D\theta_s(1+16f^2)^2}{8f(16f^2-1)} \text{ et la concentration moyenne correspondante } C^{\text{moy}} = \frac{\sin^2(\phi)\cos^2(\phi)}{\theta_s^2}$$

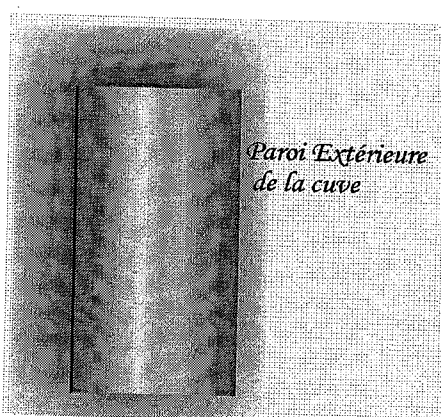
Pour cela, nous avons sélectionné un concentrateur avec un diamètre $D=148$ cm, une distance focale $f=82$ cm (d'où $\phi=20^\circ$), et une fibre optique SPCH 1000/1035/1400Z avec une longueur $l=2$ m composée d'un cœur de diamètre de 1 mm de silice et un revêtement dur en tefzel, d'atténuation moyenne $\tau=6.2 \cdot 10^{-3}$ dB/m sur l'ensemble du spectre solaire, une ouverture numérique $\theta_F = 23^\circ$, et une température de fonctionnement de -60 à 125°C.

Comme la température au foyer dépasse les 150°C, et afin de protéger la fibre optique, nous avons placé un système d'aquarium au foyer du concentrateur pour refroidir la fibre et chauffer l'eau circulant à l'intérieur.

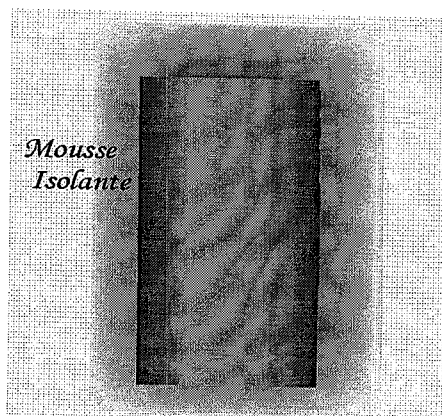
3. Conception de la cuve de stockage

Comme illustré dans les chapitres précédents, la cuve de stockage utilisée est de forme cylindrique avec une hauteur de 1.5 m et un volume de 150 litres (Fig.4). Elle a été conçue de la manière suivante :

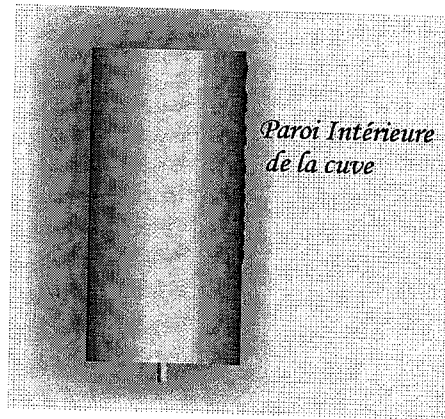
Pièce1 : Représente la paroi extérieure du ballon faite en acier galvanisé avec une hauteur de 1.5m et de 0.6m de diamètre.



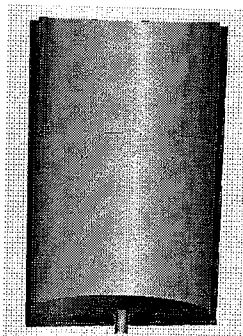
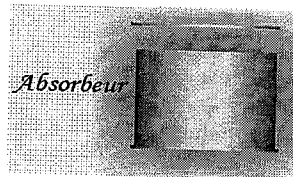
Pièce2 : Représente la mousse isolante thermique avec une hauteur de 1.55m et un diamètre de 0.55m.



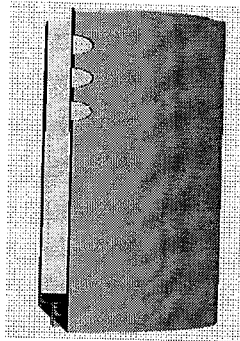
Pièce3 : Représente la paroi intérieure du ballon faite en acier avec une hauteur de 1.5m et de 0.5m de diamètre.



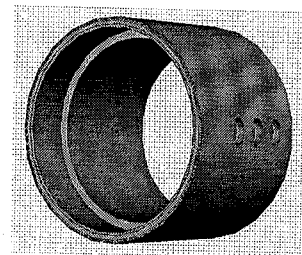
Pièce4 : Représente l'absorbeur fait en acier recouvert avec une peinture noir de dimension de 0.5 m de hauteur et de 0.46m de diamètre.



*Coupe verticale,
Vue d'en face*



*Coupe verticale,
Vue de profil*



*Coupe horizontale,
Vue d'en haut*

Fig.4 : Vue d'assemblage de la cuve de stockage

4. Principe de fonctionnement

Les rayonnements solaires incidents sont concentrés au foyer du concentrateur puis transportés par fibre optique jusqu'à la surface sélective de la cuve de stockage. Cette dernière absorbe et réémet cette énergie sous forme de radiations de grande longueur d'onde (chaleur) qui reste piégée à l'intérieur avec échange de chaleur avec le fluide de la cuve.

Nous avons utilisé un système d'aquarium dont le rôle consiste à chauffer l'eau et refroidir en même temps la fibre optique.

5. Résultats et discussions

Après avoir conçu et assemblé nos deux modules (concentrateur + cuve de stockage), nous avons entrepris une étude expérimentale sur le système élaboré.

Dans les systèmes à concentration, seul le rayonnement direct est concentré. La Fig.5 montre la variation du rayonnement direct concentré à la sortie de la fibre optique. La moyenne annuelle de ce dernier sur le site est de l'ordre de 1.7 W/mm^2 .

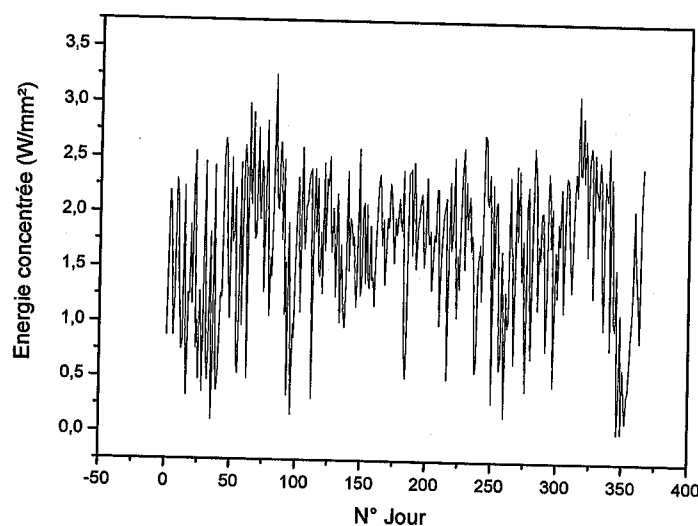


Fig.5 : Variation journalière du rayonnement direct concentré à la sortie de la fibre optique

La quantité d'énergie transportée par fibre optique jusqu'au ballon de stockage sera absorbée puis retransmise par la surface sélective utilisée sous forme de radiations de grandes longueurs d'onde et dont la température peut atteindre les 160°C aux équinoxes et 140°C au solstice été (Fig.6).

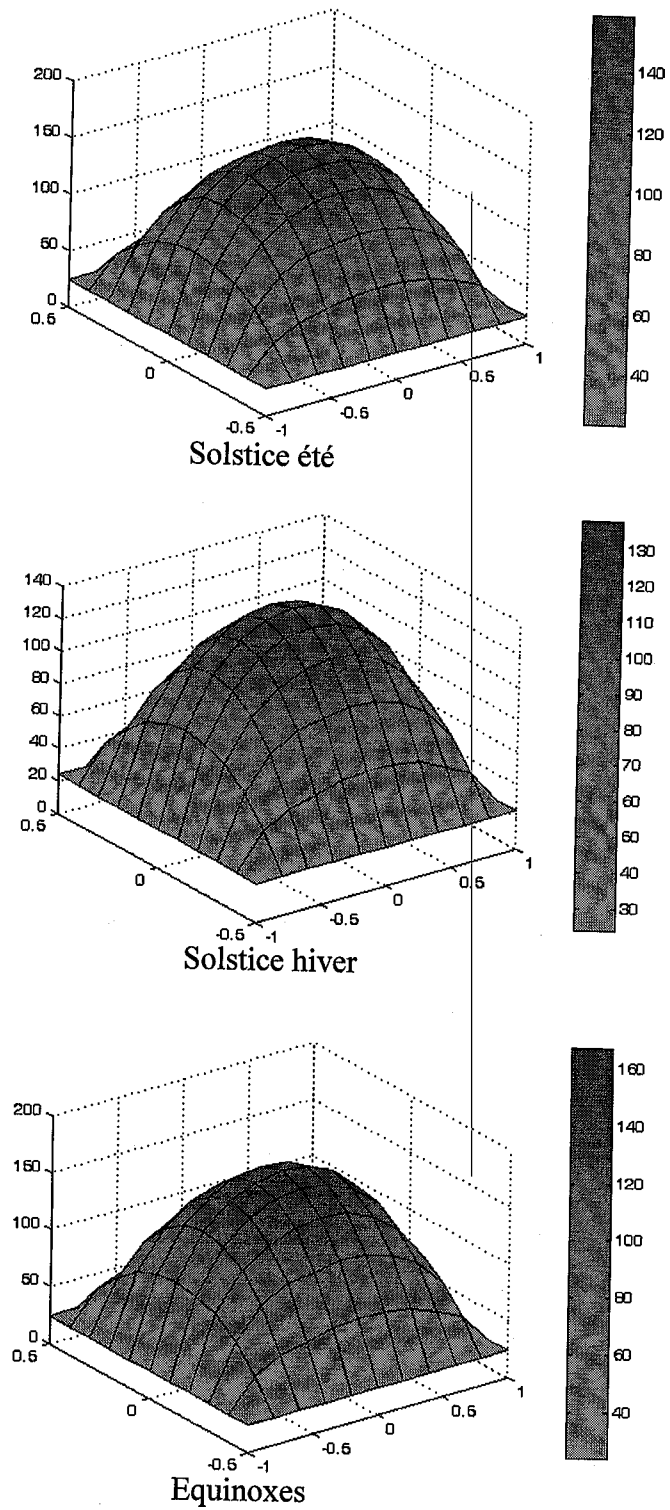


Fig.6 : Températures atteintes sur la surface sélective aux solstices et aux équinoxes

Pour cela, nous avons utilisé un circuit ouvert du réseau avec un débit de 0.6 l/min. La Fig.7 montre la variation des températures d'entrée et de sortie atteintes le 22 janvier 2009 pour le système considéré. A la lumière des résultats obtenus, nous constatons l'existence d'un écart au début de la manipulation de plus de 10°C jusqu'à 50°C à midi. Le maximum est atteint à midi trente, la température atteinte est de l'ordre de 70°C. Nous avons également relevé qu'il fallait quatre heures pour remplir la cuve de stockage avec un débit de 0.6 l/min à une température moyenne par jour de 36.5°C. Les chutes observées dans la Fig.7 pour la température de sortie T_s sont dues au système de suivi qui se fait manuellement.

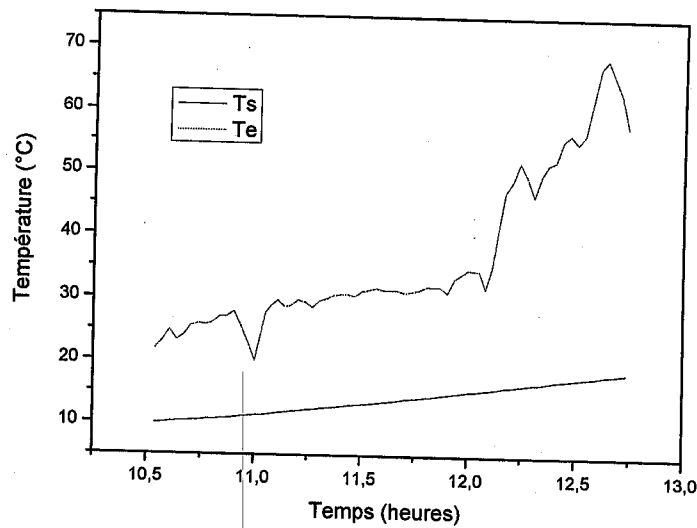


Fig.7 : Variation des températures d'entrée et sortie du système

Nous avons multiplié les mesures relatives aux productions d'ECS instantanées. Sur la Fig.8 nous présentons l'efficacité instantanée du système. Nous remarquons bien que le rendement maximum du système peut atteindre facilement les 75%.

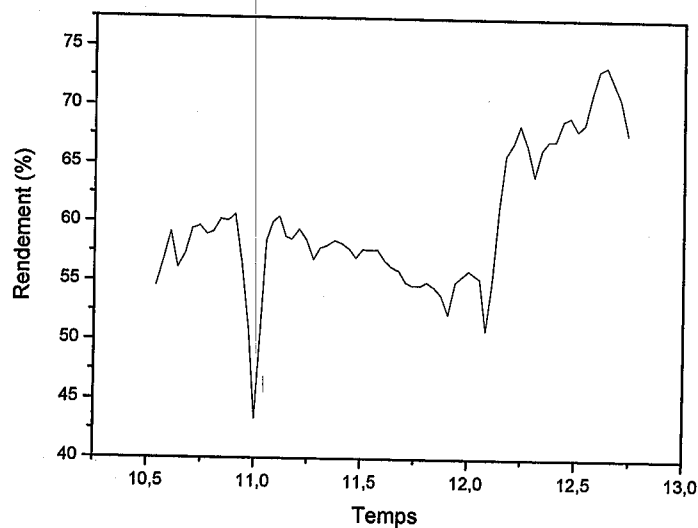


Fig.8 : Variation instantanée du rendement

Une étude statistique a été entreprise afin de valider les résultats obtenus qui est représentée dans le tableau 1 :

Tableau1 : L'analyse statistique

Moyenne	36,5725522	33,948962
Erreur-type	1,56276334	0,49532807
Médiane	31,522	35,122
Écart-type	1,27917692	0,622617727
Variance de l'échantillon	163,62936	38,7652834
Coefficient d'assymétrie	1,09830791	0,64458556
Minimum	19,993	22,056
Maximum	68,629	51,719

6. Approche économique et les difficultés rencontrées

Parmi les principaux soucis pratiques nous pouvons citer :

- La pénétration et l'accumulation de poussière sur le miroir et au sommet de la fibre,
- Pour la réalisation du concentrateur ; nous n'avons pas trouvé sur le marché de miroirs paraboliques. La seule technique de fabrication du miroir a été l'achat d'une parabole et de la vêtir avec du papier aluminium adhésif. En acceptant de perdre une quantité d'énergie par l'accumulation due aux plis d'aluminium ce qui nous a coûté 7000 DA.
- Pour aligner la fibre optique avec le foyer du concentrateur ; nous avons ajouté un cône au foyer avec une longueur de 15 cm et un diamètre de 7.5 cm, et la fibre optique à l'autre extrémité, au prix de 500 DA le cône.
- Le système de suivi ; plusieurs systèmes existe sur le marché (vérin), mais dans nos conditions cela s'est fait manuellement.
- L'indisponibilité des fibres optiques dans le marché. L'atténuation des fibres optiques à base de quartz, intégrées sur le spectre solaire, est suffisamment faible pour que les niveaux de flux atteignent facilement les 10 kilo soleils (Polymicro, 2001; Feuermann et al., 2002). Alors que les fibres optiques, les mieux adaptées, devraient avoir un diamètre relativement important et une grande ouverture numérique (NA).

Nous avons utilisé deux fibres optiques de 2 m et 3 m avec $NA = 0.4$ chez FiberGuide aux Etats-Unis, aux prix de 145000 DA.

- La cuve de stockage a été réalisée en acier galvanisé et en acier inoxydable pour toutes les pièces de la cuve faite de cuivre. La cuve nous a coûté 30 000 DA.

L'évaluation économique est nécessaire pour un tel système. Pour cela, il faut tenir compte de la consommation journalière d'eau chaude par personne. Bien entendu, plus le nombre de personne augmente plus les besoins en ECS sont importants. En moyenne les besoins maximums en ECS sont de 40 à 50 Litres par personne par jour à une température de 40°C.

Nous prenons à titre d'exemple dans cette étude une famille de 4 personnes dont la consommation en ECS est de l'ordre de 180 litre/jour. En utilisant, ordinairement, un chauffe-eau de 15 à 30 litres qui consomme entre 900 et 2000W et comme en moyenne 22.5 litres consomme 1450 W, alors notre famille de 4 personnes recevra une facture de l'ordre 33 000 DA par an. L'amortissement de notre système s'étalera alors sur 4 ans.

En comparant notre système avec un système classique, par exemple celui du CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment - France), Selon le modèle présenté sur la Fig.9, le prix du chauffe-eau solaire, équipé de 3 à 5 m² de capteurs et d'un ballon de 200 à 300 litres (trois à quatre personnes) est actuellement compris entre 3 800 € et 5 500 € TTC, pose incluse, et une couverture des besoins de 50 à 70% du solaire, avec un rendement de 60%. Par contre, notre système n'a coûté que 1200 €, avec une couverture 100% solaire et un rendement de 75%. A travers cette comparaison, le système élaboré est plus avantageux et rentable.

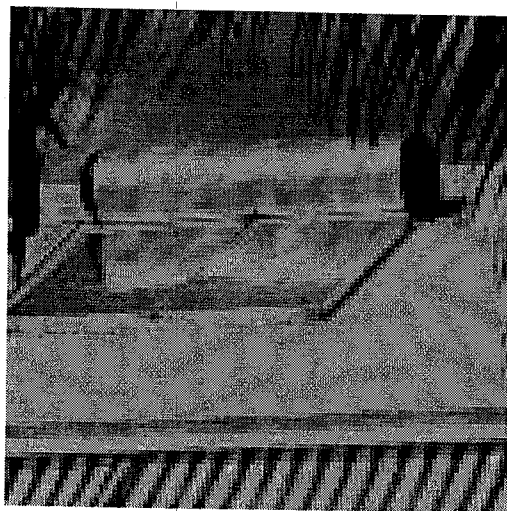


Fig.9 : Chauffe-eau solaire monobloc (CSTB)

7. Conclusion

L'énergie solaire concentrée peut être transportée avec des conducteurs de lumière, cette technique s'avère très prometteuse quant aux applications thermiques. Elle devrait permettre une utilisation de l'énergie solaire concentrée avec des rendements de puissance très élevés.

L'étude menée dans ce chapitre nous a permis d'analyser les performances d'un système à concentration alimenté par fibre optique pour la production et le stockage d'ECS. L'énergie concentrée est transférée puis transportée par une fibre optique vers une surface sélective située à l'intérieur du ballon de stockage où l'échange de chaleur se fait entre la surface et le fluide du ballon.

La distribution de la température à l'intérieur de la plaque de réception du ballon, sous les conditions de l'irradiation solaire concentrée, a été déterminée expérimentalement. Un modèle théorique de la conduction et du rayonnement de la chaleur a été établi et résolu afin d'analyser les températures atteintes de la surface sélective utilisée.

L'utilisation de débits plus élevés peut réduire la température de la plaque, mais réduit également la différence de température d'entrée et de sortie du fluide.

Les principaux enseignements que nous pourrions tirer de cette étude, peuvent être donnés comme suit :

- L'exploitation de l'idée de transporter l'énergie solaire concentrée grâce à la fibre optique.
- L'optimisation du concentrateur afin de maximiser l'efficacité du système global et de diminuer le coût.

Grâce à ça :

- La température de sortie a facilement atteint les 70°C.
- Avec une efficacité du système de 75%.

Il est important de signaler que l'étude statistique entreprise, a permis de valider les résultats obtenus.

Pour améliorer les performances du système, plusieurs modifications sont possibles:

- Utilisation d'une plaque d'un matériau plus conducteur ou avec une plus petite épaisseur, pour favoriser un meilleur transfert thermique au fluide;

- Utilisation de fibres optiques avec un gros diamètre et une grande ouverture numérique.
- Augmentation de l'isolation du ballon de stockage pour réduire des pertes de chaleur avec le milieu extérieur;

CONCLUSION

GENERALE

L'objectif de cette thèse était d'étudier et d'optimiser les apports d'énergies hybrides dans un habitat économe. Cette étude a été orientée vers un ensemble de travaux qui contribuent à cette optimisation.

Dans une première étape, nous avons défini la maison bioclimatique avec les différentes sources d'énergie positive existantes.

Afin d'apporter plus d'information sur les bâtiments, et sachant que ces derniers reposent sur les considérations des besoins à satisfaire et de l'adaptation de la ressource aux besoins. Pour cela, une étude a été entreprise sur une maison implantée à Tlemcen, afin de calculer les besoins énergétiques pour le chauffage et/ou le refroidissement, et qui a donné ce qui suit :

- Les besoins énergétiques pour le chauffage sont de l'ordre de 7374.83 KWh, équivalent à 11000 DA par trimestre.
- Les besoins énergétiques pour la climatisation sont de l'ordre de 588.86 KWh, équivalent à 2650 DA par trimestre.

En outre, nous avons introduit la notion d'énergie positive qui s'inscrit pleinement dans le contexte actuel de maîtrise de l'énergie (rationalisation), d'utilisation des énergies renouvelables, de développement durable et de stockage de chaleur.

Ainsi, il est apparu intéressant de modéliser le ballon de stockage en mettant l'accent sur les différentes technologies utilisées dans ces systèmes ainsi que les recherches effectuées dans ce domaine.

Dans un premier temps, nous avons étudié l'influence des paramètres intrinsèques (températures d'entrée, débit du circuit et la position de l'échangeur). A la lumière des résultats obtenus, la confrontation des résultats numériques avec les données expérimentales pour le ballon de stockage a prouvé la cohérence du modèle à deux exponentielles par rapport au modèle théorique. Il apparaît également que l'efficacité la plus élevée est obtenue quand le fluide chaud est injecté dans le ballon à partir de la zone haute et que le fluide froid puisé dans la zone basse de la cuve.

Enfin, nous avons effectué une dernière étude qui nous a permis d'analyser les performances du système concentrateur alimenté par fibre optique couplé à un ballon de stockage.

Enfin nous sommes parvenus à la conclusion que :

- L'utilisation des fibres optiques dans les systèmes solaires à concentration pour la production d'eau chaude sanitaire est faisable et efficace.
- Les températures atteintes sont de l'ordre de 70°C avec un rendement de 75%.

Une approche économique comparative a été entreprise entre le système concentrateur et un autre système classique du CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment). La comparaison a montré que le système mis au point est plus approprié du point de vue rendement (plus élevé) et coût (faible).

L'amplitude des gains réalisés est variable selon le climat et le type de matériaux utilisés.

Bien qu'étant convaincus de l'intérêt de cette technique, nous restons parfaitement conscients qu'il faudra traiter le problème des systèmes de chauffage avec beaucoup d'attention.

Les principales perspectives de ce travail tournent autour de :

- L'amélioration du ballon de stockage.
- L'utilisation de fibres optiques à grand diamètre avec une grande ouverture numérique ou un ensemble de fibres optiques (câble).
- Coder le modèle et l'introduire dans la bibliothèque TRNSYS,
- Approfondir les phénomènes du transport du rayonnement solaire et de la concentration en vue d'optimiser la production d'eau chaude.

LISTE DES FIGURES

- Fig.I.1** : Croissance de la population et de la demande mondiale d'énergie
- Fig. I.2** : Schéma du développement durable
- Fig. I.3** : Distribution de la consommation d'énergie
- Fig. I.4** : Les facteurs influençant la conception solaire passive.
- Fig.II.1** : Situation de la ville de Tlemcen (Carte d'Algérie) [15]
- Fig. II.2** : Variation du rayonnement global, diffus horizontal, ainsi que le global plan incliné
- Fig. II.3**: Variation mensuelle de l'humidité relative (%) du site de Tlemcen
- Fig. II.4** : Variations saisonnières des températures
- Fig. II.5** : Variation des Températures journalières (Max et Min) ambiantes et au sol du site de TLEMCCEN
- Fig. II.6** : Variation journalière des températures ambiantes moyennes diurnes (TMD) et nocturnes (TMN) du site de TLEMCCEN
- Fig. II.7** : Vue en plan du bâtiment
- Fig. II.8** : Déphasage entre ressource et besoins pour le site de Tlemcen
- Fig.III.1** : Schéma d'un système de production d'eau chaude sanitaire
- Fig. III.2** : Modèle à volumes variables d'un ballon ECS
- Fig. III.3** : Schéma d'un ballon de stockage à volumes variables à un seul double port « Type38 »
- Fig. III.4** : Schéma d'échange pour différentes zones
- Fig. III.5** : Représentation du bilan énergétique du nœud i
- Fig. III.6** : Comparaison expérimentale avec 15 et 50 nœuds
- Fig. III.7** : Comparaison expérimentale du profil de température dans un ballon de 3000 litres soumis à une ambiance (refroidissement). Modèle : plein ; expérience : vide
- Fig. III.8** : Influence du nombre de nœuds choisi pour modéliser le ballon sur la couverture solaire
- Fig. III.9** : Schéma équivalent des différents Types sur TRNSYS, avec appoint solaire et le chauffage auxiliaire comme sources de chaleur.
- Fig. III.10** : Comparaison des températures entre les différents Types dans le cas où la source de chaleur est l'appoint solaire et le chauffage auxiliaire.
- Fig. III.11** : Profils numérique des températures à l'intérieur du ballon pour différents Types
- Fig. III.12** : évolution de la température en différentes couches du ballon au cours d'une journée. Comparaison des Types 81(CASIS) et 60 (TRNSYS)
- Fig. III.13** : Températures aux différents nœuds dans le ballon pour le Type4
- Fig. III.14** : Températures aux différents nœuds dans le ballon pour le Type60
- Fig. III.15** : Températures aux différents nœuds dans le ballon Type81
- Fig. III.16** : comparaison des températures de soutirage avec puisage des 3 Types (4, 60, 81)

- Fig.IV.1** : Système sur le banc d'essai de l'URER/MS
- Fig. IV.2** : Schéma descriptif du système
- Fig. IV.3** : Schéma représentant la distribution des thermocouples au sein de la cuve
- Fig. IV.4** : Variation en fonction du temps des températures dans la cuve lors de charge
- Fig. IV.5 (a)** : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 1
- Fig. IV.5 (b)** : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 2
- Fig. IV.5 (c)** : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 3
- Fig. IV.5 (d)** : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 4
- Fig. IV.5 (e)** : Evolution radiale de la température dans la cuve pour la couche 5
- Fig. IV.6 (a)** : Ecart radial des températures dans la couche 1
- Fig. IV.6 (b)** : Ecart radial des températures dans la couche 2
- Fig. IV.6 (c)** : Ecart radial des températures dans la couche 3
- Fig. IV.6 (d)** : Ecart radial des températures dans la couche 4
- Fig. IV.6 (e)** : Ecart radial des températures dans la couche 5
- Fig. IV.7 (a)** : Evolution axiale de la température dans la cuve
- Fig. IV.7 (b)** : Evolution de la température dans la cuve à une distance de 5cm de l'axe
- Fig. IV.7 (c)** : Evolution de la température dans la cuve à une distance de 10cm de l'axe
- Fig. IV.8 (a)** : Ecart axial des températures
- Fig. IV.8 (b)** : Ecart axial des températures à une distance de 5cm de l'axe
- Fig. IV.8 (c)** : Ecart axial des températures à une distance de 10cm de l'axe
- Fig. IV.9** : Evolution des températures dans le ballon avec 55°C de température d'entrée
- Fig. IV.10** : Evolution des températures dans le ballon avec 60°C de température d'entrée
- Fig. IV.11** : Evolution des températures dans le ballon avec 40°C de température d'entrée
- Fig. IV.12** : Evolution temporelle de la température T6 dans le ballon pour différentes températures d'entrée
- Fig. IV.13** : Evolution des températures dans le ballon avec un débit de 1.6 l/Min
- Fig. IV.14** : Evolution des températures dans le ballon avec un débit de 0.8 l/Min
- Fig. IV.15** : Evolution des températures dans le ballon avec un débit de 2.6 l/Min
- Fig. IV.16** : Profils des températures instantanées en fonction du débit
- Fig. IV.17** : Profils des températures durant la charge et décharge
- Fig. IV.18** : Evolution temporelle des températures dans le ballon lors des deux puisages d'ECS
- Fig. IV.19** : Schéma descriptif du ballon équipé d'un échangeur dans la partie supérieure
- Fig. IV.20** : Schéma représentant la distribution des thermocouples au sein de la cuve
- Fig. IV.21** : Variation temporelle des températures du fluide dans la cuve ainsi celle d'entrée-sortie de l'échangeur

- Fig. IV.22 :** Profil des températures dans le ballon durant la charge et décharge
- Fig. IV.23 :** Ecart de température entrée/sortie échangeur durant la charge et décharge
- Fig. IV.24 :** Profil des températures enregistrées après puisages
- Fig. IV.25 :** Profil des températures à l'intérieur du ballon avec échangeur dans la partie supérieure
- Fig. IV.26 :** Profil des températures avec échangeur au milieu du ballon
- Fig. IV.27 :** Profil des températures à l'intérieur du ballon avec échangeur dans la partie inférieure
- Fig.V.1 :** Système de production et de stockage d'eau chaude sanitaire
- Fig. V.2 :** Schéma du concentrateur couplé avec une fibre optique
- FIG. V.3 :** Photos du système réalisé opérationnel
- Fig. V.4 :** Vue d'assemblage de la cuve de stockage
- Fig. V.5 :** Variation journalière du rayonnement direct concentré à la sortie de la fibre optique
- Fig. V.6 :** Températures atteintes sur la surface sélective aux solstices et aux équinoxes
- Fig. V.7 :** Variation des températures d'entrée et sortie du système
- Fig. V.8 :** Variation instantanée du rendement
- Fig. V.9 :** Chauffe-eau solaire monobloc (CSTB)

LISTE DES TABLEAUX

- Tableau II.1** : Sept points de l'indice sur l'échelle ASHRAE
- Tableau II.2** : Calcul du nombre de degrés jours mensuel (Dj)
- Tableau II.3** : Total des déperditions d'énergie dans le bâtiment
- Tableau III.1** : Représente les caractéristiques des différents Types de ballons
- Tableau III.2** : Les paramètres utilisés dans les différents Types de ballon
- Tableau IV.1** : Caractéristiques de l'essai N°1
- Tableau IV.2** : Caractéristiques de l'essai N°2
- Tableau IV.3** : Caractéristiques de l'essai N°3
- Tableau IV.4** : Caractéristiques de l'essai N°4
- Tableau IV.5** : Variation des constantes en fonction des températures d'entrée
- Tableau IV.6** : Caractéristiques de l'essai N°5
- Tableau IV.7** : Caractéristiques de l'essai N°6
- Tableau IV.8** : Caractéristiques de l'essai N°7
- Tableau IV.9** : Caractéristiques de l'essai N°8
- Tableau IV.10** : Caractéristiques de l'essai N°9
- Tableau IV.11** : Caractéristiques de l'essai N°10 (échangeur dans la partie supérieure du ballon)
- Tableau IV.12** : Caractéristiques de l'essai N°11 (échangeur au milieu du ballon)
- Tableau IV.13** : Caractéristiques de l'essai N°12 (échangeur dans la partie inférieure du ballon)
- Tableau V.1** : L'analyse statistique

REFERENCES

- [1] Informations UNESCO, N°642, p.15,
- [2] Entreprises, N° 914, 15-21 mars 1973, <http://www.cndp.fr/revueTDC/914-81949.htm>,
- [3] www.ifp.fr/content/download/58672/1280850/file/Energie-et-Climat_A-Rojoy_Chapitre2.pdf,
- [4] <http://samuel.benoit.online.fr/fr/petrole-consommation-mondiale-evolution-pic-petrolier-hubbert-peak-oil-chine-inde-npi>,
- [5] http://www.ufip.fr/?rubrique=1&ss_rubrique=317&inner=348&ss_inner=484&id=d_8,
- [6] <http://www.cdurable.info/Petrole-la-nouvelle-hausse-des-prix,904.html>,
- [7] Brundtland. G. H, (1987), Développement durable,
- [8] Godard. O, (1994), "Le développement durable. Paysage intellectuel", Natures, Sciences, Sociétés, 2(4), octobre, 309-322,
- [9] Godard. O, (mai 1996), Le développement durable et le devenir des villes : bonnes intentions et fausses bonnes idées, Futuribles (209), pp. 29-35,
- [10] Emelianoff. C, (1995), "Les villes durables. l'émergence de nouvelles temporalités dans de vieux espaces urbains", Ecologie Politique - Science, culture, société, (13), 37-58,
- [11] Nijkamp. P et Perrels. A, (1994), Sustainable Cities in Europe. London, Earthscan Publ,
- [12] Bernard. R, Menguy. G, Schwartz. M, (1983), Le rayonnement solaire – Conversion thermique et applications,
- [13] www.ecohabitat-solutions.com/dossier%20energies%20renouvelables.pdf,
- [14] www.citepa.org/publications/CCNUCC_France_dec2006.pdf,
- [15] www.industrie.gouv.fr/energie,
- [16] Sabonnadière. J. C, Quenard. D, (2007), Nouvelles technologies de l'énergie4, « Vers les bâtiments à énergie positive », Hermes-Lavoisier,
- [17] Maugard. A, Visier. J. C, Quénard. D, (2005), Le bâtiment à énergie positive, Futuribles, 304,
- [18] Communiqués de presse, Environnement, (24 septembre 2007), Maisons bioclimatiques sur Nantes, MCE44,

- [19] Faure. X, 2005, Enveloppe hybride pour des bâtiments à hautes performances énergétiques, Journée Rencontre de Projets, Maison Autonome,
- [20] Amara. S, Virgone. J and Benyoucef. B. (2007), Etude d'un système de production et stockage d'eau chaude sanitaire pour le site de Tlemcen, Comptes heliothechnique, 36B, 3-7,
- [21] Hasting. S. R, Wall. M, (2007), Sustainable Solar Housing, Volume 2, Exemplary Buildings and Technologies,
- [22] <http://ecomed21.org/articles-energie/articles/potentiel-solaire/>,
- [23] <http://biologie.habitat.free.fr/energies.htm>,
- [24] Boussaid-Benchaa. S, Guide des énergies renouvelables Algérie, Ministère des Energies et des Mines,
- [25] Remund. J, Kunz. S, novembre 2004, METEONORM version 5.1, Global meteorological database for applied climatology,
- [26] www.mem.algeria.org,
- [27] SACADURA. J. F, (2000), 6^{ème} tirage, Initiation aux transferts thermiques,
- [28] http://www.orgeco.net/consumerisme/organismes_nationaux/energie.html,
- [29] Microsoft ® Encarta ® 2008. © 1993-2007 Microsoft Corporation,
- [30] NORTON. B, 1992, solar energy thermal technology, Springer-Verlag London Limited,
- [31] Berger. X, (1984), Ambiances radiatives et confort thermique, Comportement thermique des bâtiment.
- [32] Santamouris. M, (2003), Solar Thermal Technologies for buildings – State of the art.
- [33] Humphreys. M. A, Nicol. J. F, (2002), The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every day thermal environments, in Energy and Buildings, 34(6), 667-684.
- [34] McCartney. K. J, Humphreys. M. A, (2002), Thermal comfort and productivity, in H Levin (ed), Proceedings of the 9th International Conference on Indoor Air, Vol.1, Indoor Air, Santa Cruz, USA, 822-827.
- [35] McIntyre. D. A, (1980), Indoor Climate, Barking, Applied Science Publishers.
- [36] Parsons. K. C, (2002), Human Thermal Environments, 2nd edn, Oxford, Blackwell Scientific.

- [37] Nevins. R, Gagge. P, (1972), The New ASHRAE comfort chart, In ASHRAE Journal, 14, 41-43.
- [38] ASHRAE, 1992, Thermal Environment Conditions for Human Occupancy, ASHRAE Standard 55, American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- [39] Fanger. P. O, (1970), Thermal Comfort, Copenhagen, Danish Technical Press.
- [40] Olesen. B. W, Parsons. K. C, (2002), Introduction to thermal comfort standards and to proposed new version of EN ISO 7730, in Energy and Buildings, 34(6), 537-548.
- [41] Humphreys. M. A, (1978), Outdoor temperatures and comfort indoors, in Buildings Research and Practice, 6(2), 92-105.
- [42] Humphreys. M. A, Nicol. J. F, (2000), Outdoor temperature and indoor thermal comfort: raising the precision of the relationship for the 1998 ASHRAE Transactions, 206(2), 493-502.
- [43] deDear. R. J, (1998), A global database of thermal comfort field experiments, in ASHRAE Transactions, 104(1b), 1141-11152.
- [44] Microsoft ® Encarta ® 2008. © 1993-2007 Microsoft Corporation.
- [45] Santamouris. M, Asimakopoulos. D, (2001), passive cooling of buildings
- [46] Amara. S, (2004), Optimisation d'un procédé économique de chauffage d'une habitation par voie solaire. Application au site de Tlemcen, Thèse de Magister, Université Abou Bakr Belkaid – Tlemcen.
- [47] Roaf. S. C, Fuentes. M, Taylor. S, (2001), The eco-house design guide, London, Architectural Press.
- [48] Amara. S, Zidani. C, Benaissa. D, Benyarou. F, Benyoucef. B, (2006), Modélisation des températures diurnes et nocturnes du site de TLEMEN, Physical and Chemical News, Volume 27, 59-64.
- [49] Amara. S, Benmoussat. A, Bouguima. S, Benyoucef. B, Nordell. B, Requirements energy estimate of heating and cooling for a dwelling in the site of TLEMEN, ICRES'D'07, 21 to 24 May 2007, Tlemcen Algérie.
- [50] Johannes. K, Fraisse. G, Achard. G, Rusaouën. G, (2004), Etude de la stratification thermique dans un ballon d'eau chaude sanitaire, Publication IBPSA Toulouse,

- [51] TRNSYS, (2004): A Transient System Simulation Program, User's Manual, Version 16. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.
- [52] Kenjo, L. (2003): Etude du comportement thermique d'un chauffe-eau solaire a faible débit. Thèse DOC, Université de Nice-Sophia Antipolis.
- [53] Newton.B.J. (1995): Modelling of solar storage tanks , M.S.thesis, Department of Mechanical engineering, University of WISCONSIN, MADISON, USA.
- [54] Dayan.M. (1997): High performance in low-flow solar domestic hot water systems, M.S.thesis, Department of Mechanical engineering, University of WISCONSIN, MADISON, USA.
- [55] Amara. S, Virgone. J, Bouia. H, Kraus. G, (2005), Stratification dans les ballons d'eau chaude sanitaire : comparaison de modeles existants, 12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger – Maroc.
- [56] Van Koppen, C.W.J, Thomas, J.P.X. and Veltkamp, W.B. (1979), The actual benefits of thermally stratified storage in a small and medium size solar system. Sun II, Proceedings ISES Biennial Meeting Atlanta,
- [57] Lavan Z. and Thompson J., (1977), experimental study of thermal stratified hot water storage tanks, Solar Energy, Vol 19, pp. 519 – 524,
- [58] Gupta S.K. and Jaluria Y., (1981), An experimental and analytical study of thermal stratification in an enclosed water region due to thermal energy discharge, Energy Convers. & Mgmt, Vol. 21, pp. 3 – 8, Pergamon Press,
- [59] Phillips W.F. and Pate R.A., (1977), Mass and energy transfer in a hot liquid energy systems, Proceedings of American Section International Solar Energy Society, pp. 17.6 – 17.10, Orlando, Florida, USA,
- [60] Wu S.T. and Hun S.M., (1978), A liquid solar energy tank model : I Formulation of a mathematical model, Modeling Simulation, Testing and Measurements for Solar Energy, The Winter Annual Meeting of ASME, pp. 53–60, San Francisco, California, USA,
- [61] Hermansson. R, (1983), Short term water heat storage, An experimental and numerical investigation of phenomena that affect the degree of thermal stratification, Doctoral Thesis, Lulea University of Technology,

- [62] BOUHDJAR. A, (2005), Phénomène de stratification dans une cuve de stockage thermique : Etude paramétrique, Thèse de Doctorat, Université Abou Bekr Belkaid – TLEMCEM,
- [63] Ouzzane. M, Hamid. A, Zerouki. A, (1990), Experimental and theoretical studies on natural circulation solar water heating, 2nd International Symposium on Renewable Energy Sources, Cairo,
- [64] Sharp. M. K and Loehrke. R. I, (1997), Stratified thermal storage in residential solar energy application, J of Energy, Vol. 3, pp. 106-112
- [65] Wüstling. M.D, Klein. S.A, Duffie. J.A, (1985), Promising control alternatives for solar water heating systems, J. of Solar Energy Engineering, Vol. 107, pp. 215-221
- [66] Duffie J.A. and Beckman W.A., (1991), Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition, A Wiley – Interscience Publication, New York,
- [67] Chan A.M.C., Smereka P.S. and Giusti D., (1983), A numerical study of transient mixed convection flows in a thermal storage tank, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 246-253,
- [68] Davidson. J.H, Adams. D.A, Miller. J.A, (1994), A coefficient to characterise mixing in solar water storage tanks, Vol. 116
- [69] Chandrasekhar. S; (1961), The stability of superposed fluids: The Kelvin Helmholtz Instability, hydrodynamic and hydromagnetic stability, Oxford University press, London, pp. 382-427
- [70] Turner. J.S, (1973), Buoyancy effects in fluids, internal mixing processes, Cambridge University press, pp. 313 - 337
- [71] Veltkamp. W.B, (1981), Thermal storage of solar energy, C. den ouden, ed., Martinus Nijhoff publishers, The Hague, pp. 61 – 72
- [72] Loehrke. R.I, Holzer. J.C, Gari. H.N & Sharp. M.K, (1979), Stratification enhancement in liquid thermal storage tanks, Journal of Energy 3:3:129, May-June 1979.
- [73] Amara. S, Benyoucef. B, Touzi. A, Benhammou. M, Mounzar. H, (2008), Etude expérimentale du comportement thermique d'une cuve de stockage d'eau chaude sanitaire (accepted for publication in Physical and Chemical news).

- [74] Kandilli C. and Ulgen K. (2007) Review and modelling the systems of transmission concentrated solar energy via optical fibres. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, 67–84
- [75] Kato D. and Nakamura T. (1976), Application of optical fibers to the transmission of solar radiation. *J. Appl. Phys.* 47, 4528–4531
- [76] Cariou J. M., Dugas J. and Martin L. (1982) Transport of solar energy with optical fibers. *Solar Energy* 29, 397–406.
- [77] Cariou J. M., Dugas J. and Martin L. (1985) Theoretical limits of optical fibre solar furnaces. *Solar Energy* 34, 329.
- [78] Khatri N., Brown M. and Gerner F. (1993) Using fiber optics to tap the sun's power. *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 20, 771–781.
- [79] Nakamura T., Senior C. L., Shoji J. M. and Waldron R. D. (1995) Optical waveguide solar energy system for lunar material processing. In *Proceedings ASME Solar Engineering Conference*, Vol. 2, pp. 875–884.
- [80] Liang D., Nunes Y., Monteiro L. F., Monteiro M. L. F. and Collares-Pereira M. (1997) 200 W solar energy delivery with optical fiber bundles. In *Nonimaging Optics: Maximum Efficiency Light Transfer IV*, Vol. 3139, pp. 217–224.
- [81] Feuermann D. and Gordon J. M. (1998) Solar surgery: remote fiber-optic irradiation with highly concentrated sunlight in lieu of lasers. *Opt. Eng.* 37, 2760–2767.
- [82] Jaramillo OA, del Rio JA, Huelsz G. A thermal study of optical fibres transmitting concentrated solar energy. *J Phys D* 1999;32:1000–5.
- [83] Kribus A, Zik O, Karni J. (2000), Optical fibres and solar power generation. *Sol Energy*;68:405–16.
- [84] Feuermann D, Gordon JM. Solar fibre-optic mini-dishes: a new approach to the efficient collection of sunlight. *Sol Energy* 1999;65:159–70.
- [85] Feuermann D. and Gordon J. M. (2001) Experimental realization of solar fiber-optic mini-dishes. Israel Ministry of National Infrastructures. Final technical report RD-24-2001,
- [86] Gordon J. M. (2001) Solar energy engineering: a mini-revolution in Israel. *Refocus* March, 34–37.

[87] Imbert B. and Pasquetti R. (1978), Détermination de la concentration géométrique d'un capteur solaire a miroir sphérique. J. Optics (Paris). 1978, vol. 9, no 1, pp. 25-30.

[88] Rabl A. (1976) Comparison of solar concentrators. Solar Energy 18, 93-111.

**STRATIFICATION DANS LES BALLONS D'EAU CHAUDE
SANITAIRE : COMPARAISON DES MODELES EXISTANTS**

12^{ème} Journée Internationales de Thermique, 15-17 Novembre 2005,
Tanger-Maroc, 219-222

STRATIFICATION DANS LES BALLONS D'EAU CHAUDE SANITAIRE : COMPARAISON DE MODELES EXISTANTS

S. AMARA⁽¹⁾, J. VIRGONE⁽²⁾, H. BOUIA⁽³⁾, G. KRAUSS⁽²⁾

(1) Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables, BP119 Université de Tlemcen, Algérie

Email : sofiane.amara@insa-lyon.fr

(2) Laboratoire Commun « Bâtiment Haute Efficacité Energétique », CETHIL – EDF R&D
CETHIL (UMR 5008), INSA de LYON, Université Claude Bernard Lyon 1, EDF R&D

Domaine Universitaire de la Doua, Bât. Freyssinet, 40 rue des arts, 69100 VILLEURBANNE, France

Email : joseph.virgone@insa-lyon.fr

(3) Laboratoire Commun « Bâtiment Haute Efficacité Energétique », CETHIL – EDF R&D
EDF R&D, Route de Sens, Ecuelles, 77250 Moret sur Loing, France

Email : hassan.bouia@edf.fr

Résumé – les modèles représentant la stratification thermique dans les ballons d'eau chaude traitent dans leur majorité le cas d'un ballon vertical alimenté en eau froide par le bas et muni d'un puisage d'eau chaude par le haut. La stratification y est modélisée en subdivisant le ballon en tranches horizontales suffisamment fines pour des raisons de stabilité numérique. Pour chaque tranche, sont établies les équations de bilan de masse et d'énergie sachant que l'écoulement est de type piston et se fait de bas en haut. La résolution du système global obtenu fournit les températures caractérisant chaque couche de ballon en fonction du puisage d'eau, des énergies de chauffage (électricité la nuit et appoint solaire ou gaz le jour), de l'emplacement des points d'appoint énergétique...

Ce type de modèle est très restrictif dans le cas où le ballon est couplé à un autre ballon de préchauffage ou à un échangeur externe nécessitant un écoulement de haut en bas provenant du côté échangeur.

La présente communication consiste en une étude bibliographique sur l'état de l'art en matière de modélisation des ballons d'eau chaude sanitaire.

La première partie de cette étude présentera différents modèles : multicouches, zonaux, de stockage brassé ou de couches à volumes variables.

La deuxième partie présente une comparaison entre les résultats de 2 modèles de ballon de type multicouche implantés dans les environnements TRNSYS et Ca-Sis dans des configurations classiques de circuits d'eau chaude couplés au solaire.

Mots Clés :

Modélisation, stockage, ballon d'ECS, stratification, simulation, température.

Introduction

La préparation de l'eau chaude sanitaire constitue une des applications privilégiées de l'énergie solaire dans le bâtiment. Ceci tient à la nature du besoin : température de l'eau chaude relativement peu élevée (entre 50 et 60°C), faible variation des besoins au cours de l'année, contrairement au chauffage. Outre

les capteurs, le composant essentiel d'un système de production d'eau chaude sanitaire est le ballon de stockage. Pour des raisons d'efficacité, la partie solaire se trouve en partie basse du ballon et l'appoint en partie haute (figure 1).

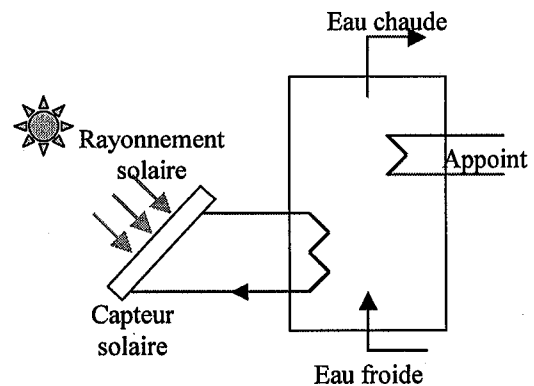


Figure 1 : Schéma d'un système de production d'eau chaude sanitaire

L'énergie exploitable du ballon est augmentée si on améliore la stratification des températures. En effet, cette dernière permet d'obtenir une température dans le haut du ballon la plus élevée possible, ce qui a pour conséquence de diminuer l'énergie d'appoint. De plus, une température plus basse dans le bas du ballon améliore le rendement du capteur [1]. Afin d'optimiser un tel système il est nécessaire de modéliser chaque composant qui le constitue. Pour ce qui concerne les ballons d'eau chaude sanitaire, il existe actuellement dans la littérature, 4 grands types de modèles :

- Modèle de stockage brassé
- Modèle à volumes variables
- Modèle zonal
- Modèle multicouches

Après avoir présenté ces modèles dans la suite, deux d'entre eux sont retenus pour comparer leur résultats dans des configurations classiques. Il s'agit des

modèles multicouches implantés respectivement dans TRNSYS [2] et CA-SIS [3].

Les différents modèles de ballons

Différents auteurs ont mis au point plusieurs modèles de ballons d'eau chaude sanitaire s'adaptant à leurs besoins comme dans TRNSYS (Types 4, 38, 60 par exemple), dans Ca-Sis (type 81) ou dans CLIM2000.

- **Modèle de stockage brassé** : Ce modèle considère que l'eau du ballon est caractérisée par une seule température : hypothèse d'un mélange parfait et instantané. De ce fait, la stratification n'est pas représentée.

- **Modèle à volumes variables (Type 38)** : Ce modèle simule la stratification thermique dans le ballon en considérant des couches à volumes variables dont l'épaisseur s'adapte au pas de temps de calcul ainsi qu'au débit de puisage et débit du fluide. L'avantage de ce modèle est d'utiliser, sans avoir à agir sur le pas de temps, un maillage fin dans les zones de forte stratification et un maillage grossier en regroupant, selon le mode choisi par l'utilisateur, des mailles voisines avec un écart de température n'excédant pas 0,5°C. L'inconvénient de ce modèle est qu'il est limité à deux entrées et deux sorties d'eau [1].

- **Modèle zonal (Modèle de Lana Kenjo [4])** : L'hypothèse de base d'un modèle zonal est la division du volume de l'enceinte étudiée en N zones caractérisées par un nœud de température chacune. Le système compte N-1 équations de bilan massique et N équations de bilan énergétique indépendantes avec comme inconnues N températures et autant de débits que de frontières entre zones. En général, le nombre d'inconnues dépasse largement le nombre d'équations de bilan. Les équations de quantité de mouvement ne sont pas prises en compte dans ce type de modèle, c'est pourquoi il est nécessaire d'émettre des hypothèses supplémentaires pour la fermeture du problème [2]. La méthode générale pour cela consiste à imposer des scénarios d'écoulement du fluide. La figure 2 présente les échanges entre les différentes zones pour un cas général où la température de la paroi est supérieure à celle du fluide, à différents niveaux de l'axe vertical. En introduisant l'énergie échangée obtenue dans le bilan énergétique de chaque couche dans l'équation donnant l'énergie échangée par un élément de paroi, nous pouvons calculer le débit venant de chaque élément central vers la zone pariétale selon la relation :

$$m(i) = \frac{S(i) \cdot H(i)}{C_p \cdot \theta(i)} - m_1(i) \cdot \frac{[T_c(i) - T_c(i-1)]}{[T_p(i) - T_a(i)] \cdot \theta(i)}$$

Avec :

- H(i) est le coefficient de convection de l'élément i (W/m²°C)
- S(i) la surface de la paroi associée (m²)
- T_a la température dans la zone centrale (°C)
- T_c la température de la couche limite (°C)

- T_p la température de la paroi associée à la zone pariétale (°C)
- θ(i) représente la température moyenne adimensionnée de la couche i :

$$\theta(i) = \frac{[T_c(i) - T_a(i)]}{[T_p(i) - T_a(i)]}$$

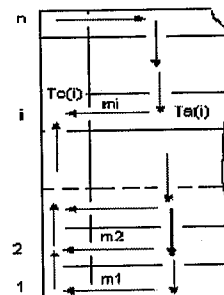


Figure 2 : schéma des échanges entre zones d'un modèle zonal

- **Modèle multicouches (Types 4, 60 dans TRNSYS et 81 dans Ca-Sis)** : L'hypothèse retenue pour ce modèle est de diviser le ballon de stockage en N couches de volumes égaux et d'établir un bilan énergétique pour chaque couche. Ce dernier est réalisé de la façon suivante pour la i^{ème} couche correspondant à la figure 3.

$$(M_i C_p) \frac{dT}{dt} = \phi_{env} + \phi_{cond} + \phi_{échangeur} + \phi_{aux} + \phi_{injecté} + \phi_{flue}$$

Avec :

- M_i est la masse du volume i [kg]
- C_p la chaleur massique du fluide [J/kg.K]
- $\phi_{env} = (U + \Delta U) A_s (T_{env} - T_i)$ Flux convectif échangé avec l'ambiance [W]
- $\phi_{cond} = \frac{(K + \Delta K) A_s}{\Delta x} (T_{i-1} - T_i)$ Flux par conduction entre chaque couche [W]
- $\phi_{échangeur} = UA_{hx} DTLM$ Flux convectif lié à l'échangeur interne [W]
- ϕ_{aux} : Flux injecté par la résistance électrique d'appoint = Q_{aux} [W]
- $\phi_{injecté} = m_{1in} C_p (T_{1in} - T_i)$
avec $m_{1in} = m_{1out}$ ou $\phi_{injecté} = m_{1up} C_p (T_{i+1} - T_i)$
Flux lié à une source chaude ou froide [W]
- $\phi_{flue} = U A_{flue} (T_{flue} - T_i)$ Flux convectif échangé avec une éventuelle cheminée [W]

L'augmentation du nombre de nœuds diminue le mélange interne, ce qui permet donc de définir une stratification du ballon plus au moins importante. Le phénomène de convection qui entre en jeu entre les

couches est pris en compte dans le Type 81 développé par EDF dans l'environnement Ca-Sis.

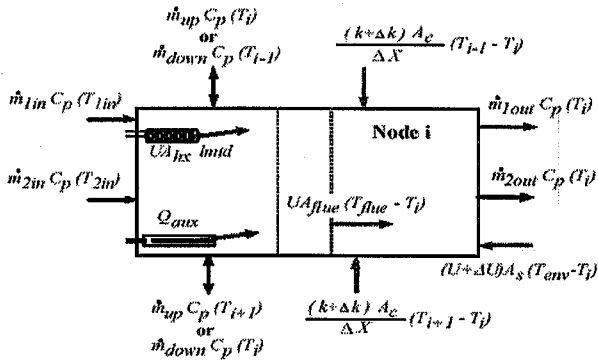


Figure 3 : représentation du bilan du nœud i dans le modèle multicouche du Type 60 de TRNSYS

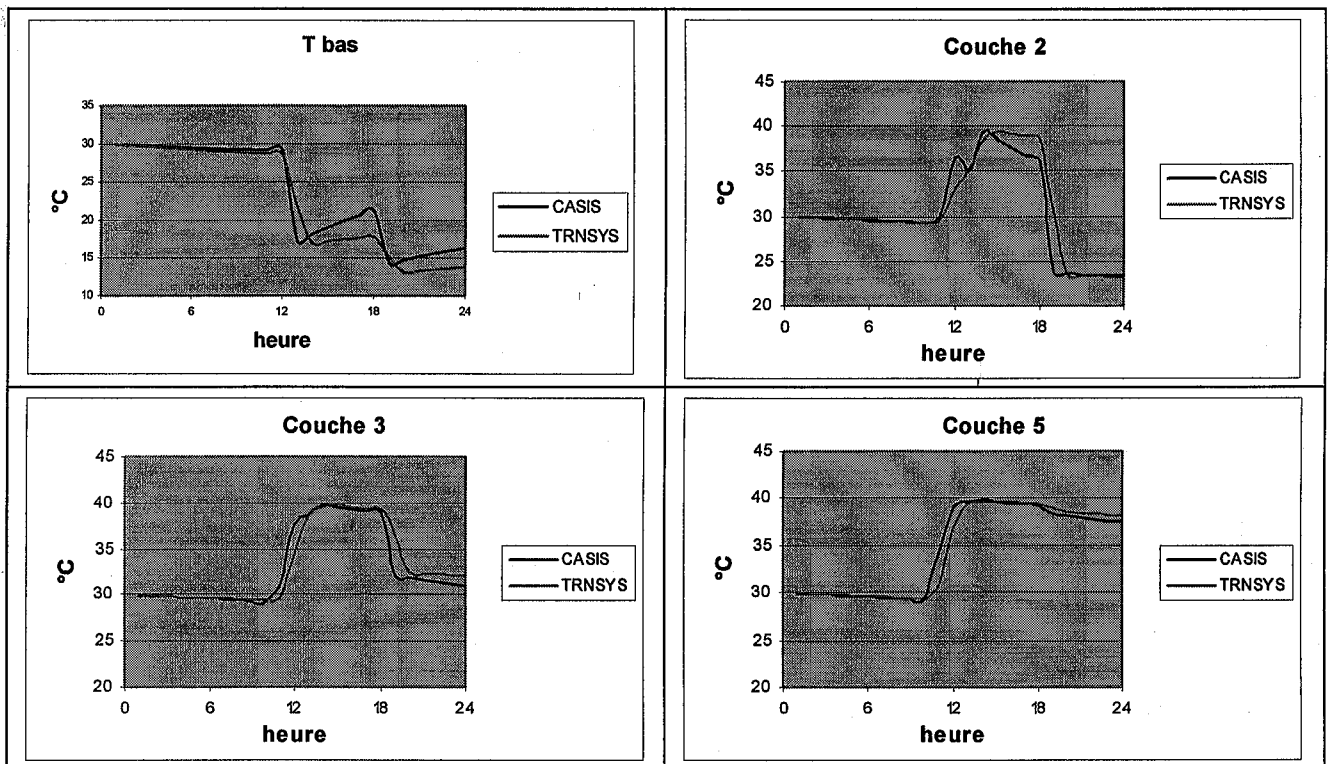
Comparaison des résultats issus du modèle de ballon installé dans Ca-Sis et du Type 60 de TRNSYS

Pour la comparaison des 2 modèles multicouches, l'un prenant en compte la convection et l'autre pas, un exemple simple est utilisé sans faire intervenir d'autre modèle extérieur comme celui du capteur. Cela risquerait d'introduire d'autres différences dans les résultats. Cet exemple utilise un ballon cylindrique de 1000 litres, de 2 m de hauteur, de coefficient de

transfert thermique égal à 1.5 W/m².K, sans appoint électrique ou gaz ni échangeur interne. Le nombre de couches considéré est égal à 10. Un appoint solaire permet, à certains moments de la journée de faire rentrer de l'eau dans le ballon à 40°C (de 10 h à 14 h avec un débit de 500 l/h) : l'entrée se fait à une hauteur de 1.7 m (couche 9) et le retour au capteur à une hauteur de 0.3 m (couche 2). Un profil de puisage simple d'un débit de 100 l/h, eau froide entrant à 10 °C, a été généré : de 12 h à 13 h (pendant la circulation du circuit solaire) et de 18 h à 19 h, quand le circuit solaire est arrêté). La température initiale du ballon a été choisie égale à 30°C. L'eau froide pénètre par le bas (couche 1) et l'eau chaude ressort par le haut (couche 10).

Les résultats comparatifs sont donnés en températures pour les 10 couches. Les courbes de température montrent une très bonne concordance au cours des 24h de simulation.

Certains paramètres ne se retrouvent pas exactement dans les deux modes de simulation, et c'est ce qui peut expliquer les légères différences : il est défini un coefficient de convection haut et bas dans Ca-sis que l'on ne trouve pas dans le type 60 de TRNSYS qui prend en compte la conductivité de l'eau et un paramètre de conductivité additionnelle pris par défaut (ce que ne fait pas le modèle de Ca-Sis).



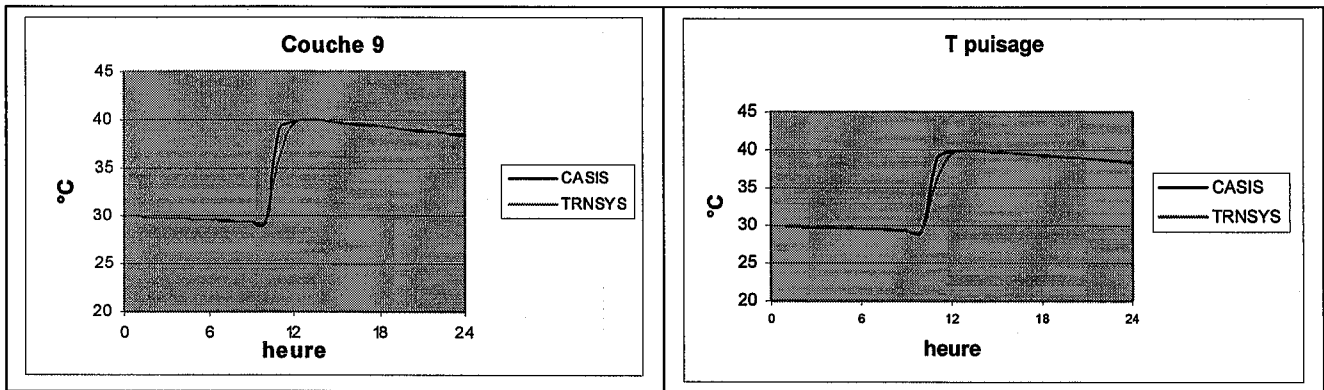


Figure 4 : évolution de la température en différentes couches du ballon au cours d'une journée. Comparaison des Types 81(CASIS) et 60 (TRNSYS)

CONCLUSION

Il existe une grande variété de modèles de ballons plus ou moins sophistiqués. Beaucoup d'entre eux ont été développés dans l'environnement TRNSYS et se différencient par les bilans énergétiques mais aussi le nombre plus ou moins grand de ports entrée/sortie, de nombre de couches maximales ou le nombre de systèmes auxiliaires d'appoints.

La stratification thermique à l'intérieur du ballon conduit à des résultats sur la quantité d'énergie soutirée plus ou moins grande et donc à une efficacité plus ou moins grande du ballon.

Des études comparatives basées sur des expérimentations sont encore nécessaires pour adapter au mieux les coefficients de convection haut et bas de chaque couche afin d'obtenir la meilleure description possible des échanges dans le modèle implémenté dans Ca-Sis par exemple.

Références bibliographiques

- [1] JOHANNES. K, FRAISSE. G, ACHARD. G, RUSAOUËN. G, « Etude de la stratification thermique dans un ballon d'eau chaude sanitaire », Publication IBPSA Toulouse, (2004).
- [2] KLEIN S. A. et al.: « TRNSYS, Version 16 User manual ». Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin. (1996).
- [3] TABARY L., DABRETEAU V. « CA-SIS Software : a design tool for thermal studies with a gradual access », IBPSA 1997
- [4] KENJO, L. and al. « Etude du comportement thermique d'un chauffe-eau solaire a faible débit ». Thèse DOC, Université de Nice-Sophia Antipolis. (2003).

**DIURNAL AND NOCTURNAL TEMPERATURES
MODELLING OF THE SITE OF TLEMCEN**

Physical and Chemical News Review, Janvier 2006, Volume 27, 59-64.



DIURNAL AND NOCTURNAL TEMPERATURES MODELLING OF THE SITE OF TLEMCEN

MODELISATION DES TEMPERATURES DIURNES ET NOCTURNES DU SITE DE TLEMCEN

S. Amara*, C. Zidani, D. Benaissa, F. Benyarou, B. Benyoucef

Unité de Recherche Matériaux & Energies Renouvelables (URMER), B.P. 119 Tlemcen 13000 Algérie

* Corresponding author. E-mail: Poissonia@hotmail.com & Ama_sof@yahoo.fr

Received : 10 April 2004; revised version accepted : 14 June 2005

Abstract

The hourly and monthly middle temperature knowledge is necessary for an adequate dimensionnement of the thermal photo generators, of the agricultural greenhouses and for the air-conditioning of the site. Our work consists in a modelling of these temperatures on the site of TLEMCEN. The treatment of the gradual measure results on several years permitted us the diurnal and nocturnal middle temperature modelling and their variations during the day of the year. This study permits us an optimization of energy captured and the reduction of losses for the storage of energy. This study is necessary for a dimensionnement adapted to cost reduces the generator. The technique of the fittage used permitted us the modelling of these temperatures and the dimensionnement of a generator photo thermal.

Keywords : Temperature; Photo thermique generator; Modelisation; optimisation; Thermique energy; Energy storage; Dimensionnement.

Résumé

La connaissance des températures moyennes horaires et mensuelles est nécessaire pour un dimensionnement adéquat des générateurs photo thermiques, des serres agricoles et pour la climatisation d'un site. Notre travail consiste en une modélisation de ces températures sur le site de TLEMCEN. Le traitement des résultats de mesure échelonnés sur plusieurs années nous a permis la modélisation des températures moyennes diurnes et nocturnes et leurs variations au cours de la journée de l'année. Cette étude nous permet une optimisation d'énergie captée et la réduction des pertes pour le stockage d'énergie. Cette étude est nécessaire pour un dimensionnement adapté à coût réduit du générateur. La technique du fittage utilisée nous a permis la modélisation de ces températures et le dimensionnement d'un générateur photo thermique.

Mots Clés : Température; Générateur photo thermique; Modélisation; Optimisation; Energie thermiques; Stockage d'énergies; Dimensionnement.

1. Introduction

Le climat est un état original de l'atmosphère pour la latitude de l'endroit considéré. Les données météorologiques permettent de préciser par une étude des moyennes de grandeurs mesurées sur de longues périodes et en des lieux différents, l'importance de ces grandeurs sur les prévisions à envisagées.[1]

Un site est caractérisé généralement par les variations de température et d'intensité du rayonnement solaire incident. Ces paramètres sont enregistrés chaque jour en continu ou à intervalles fixes. Ils constituent une banque de données qui permettent d'entreprendre des études statistiques. Pour être capable de contrôler la température de l'air et l'humidité relative est encore un problème pour les processus du séchage conventionnels,

chauffage des habitations et pour dimensionnement adéquat des capteurs solaires. Dans cet article nous nous limitons aux températures ambiantes et à l'intensité du rayonnement.[2]

La connaissance de l'intensité du rayonnement incident et des températures d'un site, permettent un bon dimensionnement du générateur photo thermique et du système de stockage d'énergie.[3]

2. Energie et température instantanée

Toute utilisation d'énergie solaire présente par ailleurs une dépendance vis à vis des caractéristiques du climat local et régional [4]. La figure (1) représente les résultats d'un programme de simulation permettant le calcul de l'énergie

instantané maximale aux équinoxes et aux solstices.

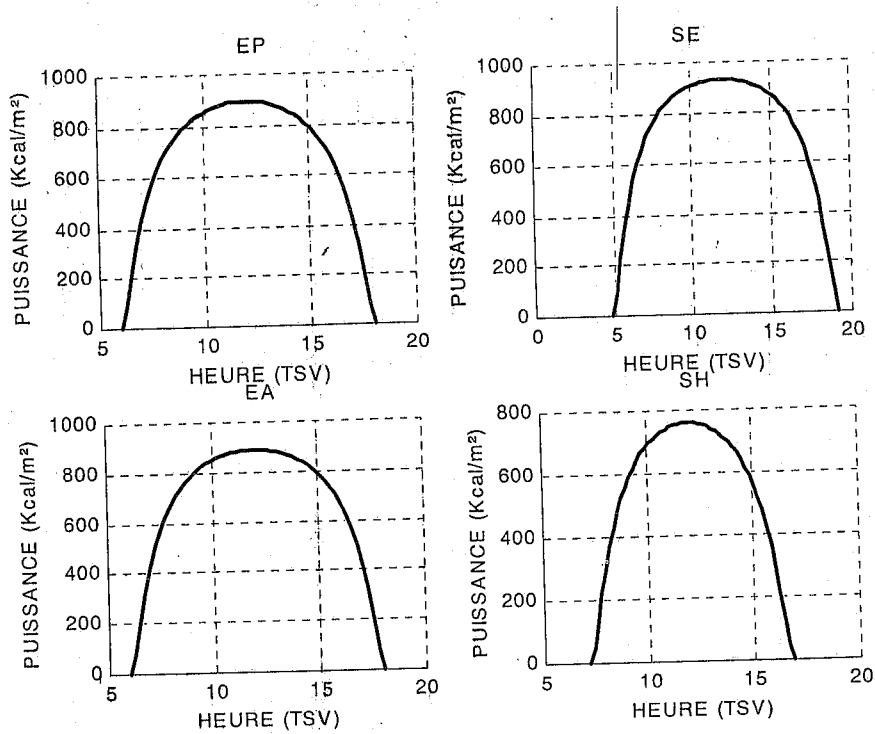


Figure 1 : Energie thermique instantanée aux équinoxes et aux solstices (Site de TLEMCEN – Ciel Bleu clair).

Afin de modéliser les variations de température du site de TLEMCEN, nous présentons le résultat d'une méthodologie de traitement des données de l'office national de la météo (résultats de trois années de mesure 1999-2000-2001) [5].

Les variations de température que nous présentons excluent les phénomènes anormaux comme les incendies temporelles ou les anomalies

climatiques. A travers les courbes de variations de températures ambiantes diurnes et nocturnes, nous constatons qu'en général le site de TLEMCEN rencontre une variation de température de jour très importante avant midi TSV et une décroissance légère après le midi TSV. Cependant de grandes variations sont à signaler durant les périodes de printemps et d'automne.

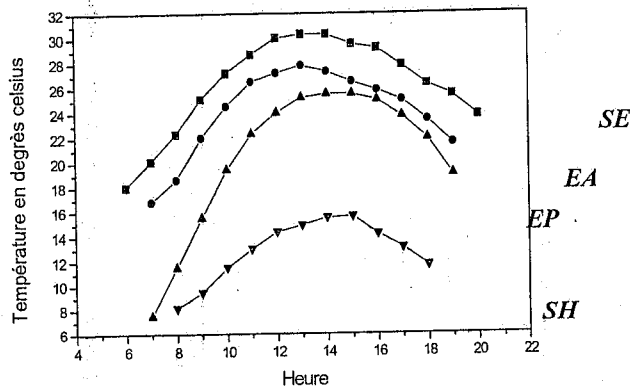


Figure 2 : Température instantanée diurne aux équinoxes et aux solstices au voisinage de midi TL.

Les variations des températures ambiantes diurnes et nocturnes sont très importantes sur le site de TLEMCCEN durant les périodes de printemps et

d'été. Elles rencontrent une légère stagnation durant la période hivernale.

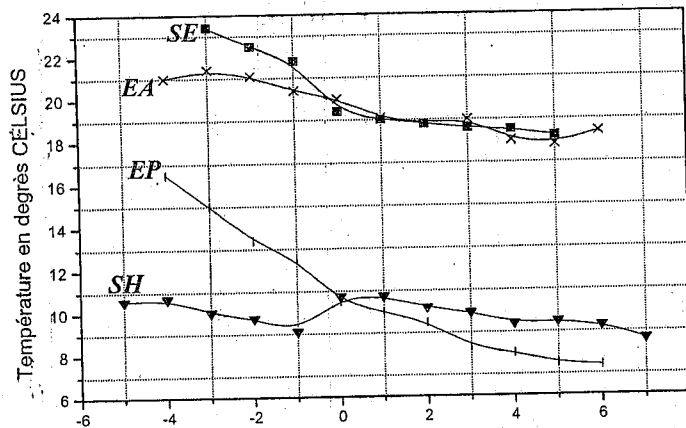


Figure 3 : Température instantanée nocturne aux équinoxes et aux solstices au voisinage de minuit TL.

Le site de Tlemcen est caractérisé par une montée de température diurnes le matin et par une décroissance de cette dernière l'après midi. Alors qu'une décroissance continue est enregistrée pour les températures nocturnes.

3. Energie et température journalière

La figure (4) représente la variation de l'énergie thermique journalière incidente sur un capteur qui suit le soleil durant toute l'année. L'optimisation d'énergie photo thermique captée et la réduction des pertes de stockage, nécessite la connaissance

des températures ambiantes et des températures au sol. A travers les résultats de mesure L'écart entre les températures maximales et minimales du site de Tlemcen ne dépasse pas 10°C quelque soit la saison de l'année.

La connaissance des températures ambiantes moyennes journalières joue un rôle très important pour l'étude de l'isolation des capteurs photo thermiques. Ces températures permettent une estimation des pertes dans le stockage de l'énergie thermique [6].

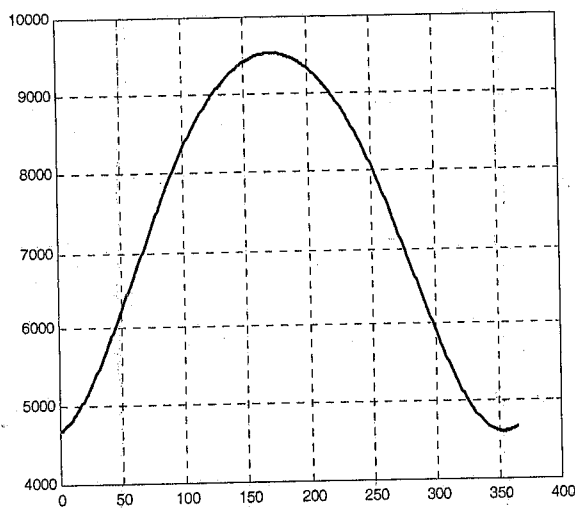


Figure 4 : Energie thermique journalière maximale reçue par un capteur qui suit le soleil.

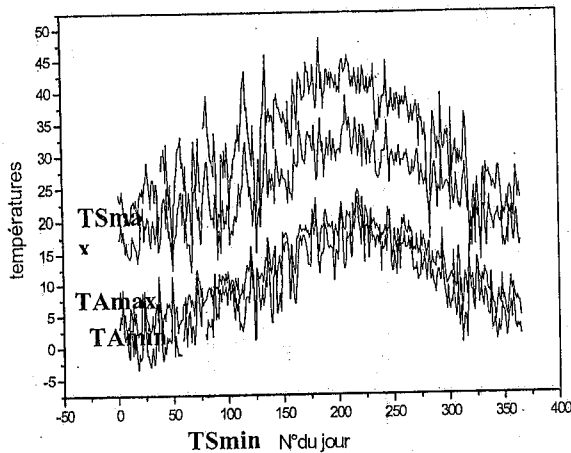


Figure 5 : Variation des Températures journalières (Max et Min) ambiantes et au sol

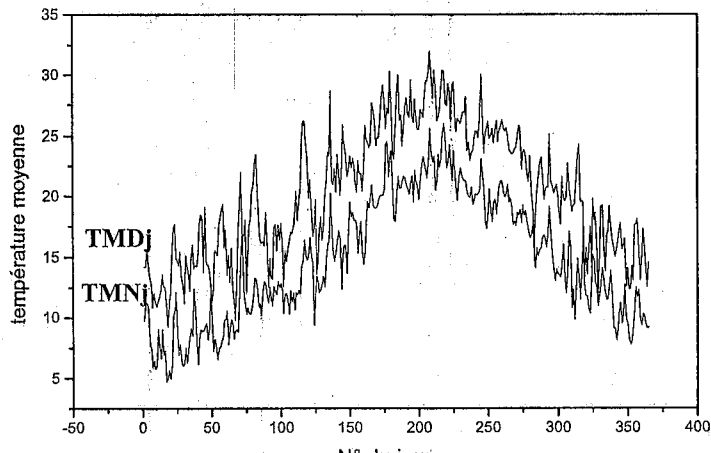


Figure 6 : Variation des températures journalières moyennes ambiantes Diurnes et Nocturnes

4. Température mensuelle

Les températures mensuelles (maximales et minimales) d'un site permettent un

dimensionnement économique des systèmes photo thermiques [7].

Mois	Températures ambiantes		Températures au sol	
	Maximales	minimales	Maximales	Minimales
Janvier	17.26	4.66	23.03	0.9
Février	19.2	5.57	25.88	0.98
Mars	20.97	8.38	28	4.72
Avril	21.78	10.33	31.28	7.04
Mai	24.88	12.92	33.65	9.27
Juin	29	17	38.6	14.76
Juillet	31.89	19.09	42.24	16.29
Août	30.66	20.04	39.92	17.02
Septembre	29.26	17.44	37.84	14.69
Octobre	25.02	13.81	31.17	10.56
Novembre	21.01	10.71	25.82	7
Décembre	19.03	6.94	24.33	3.97

Tableau 1 : Variation mensuelle des températures maximales et minimales du site de Tlemcen.

La connaissance des températures moyennes mensuelles (maximales et minimales) ambiantes et au sol permettent le dimensionnement adapté d'un générateur photo thermique.

On constate que quelque soit la période de l'année les températures au sol maximales sont supérieures aux températures ambiantes et inversement pour les températures minimales

-Pour les températures ambiantes l'écart maximal de température (13.63°C) est au mois de Février,

tandis que l'écart minimal (10.3°C) est au mois de Novembre.

- Pour les températures au sol l'écart maximal de température (25.95°C) est au mois de Juillet, tandis que l'écart minimal (18.82°C) est au mois de Novembre.

5. Modélisation

La modélisation des températures moyennes mensuelles (maximales et minimales) ambiantes et

au sol du site de Tlemcen ont donné des allures Lorentziennes de la forme :

$$T = T_0 + \frac{2A}{\pi} \frac{C}{4(M-B)^2 + C^2}$$

avec

- A, B, C sont des constantes caractéristiques du site.
- T_0 constante caractérisant la grandeur utilisée
- M Variable représentant le mois de l'année
- T Variable représentant la grandeur utilisée

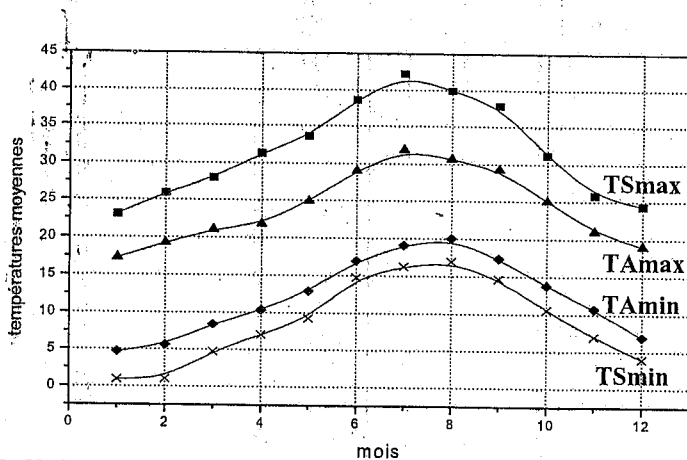


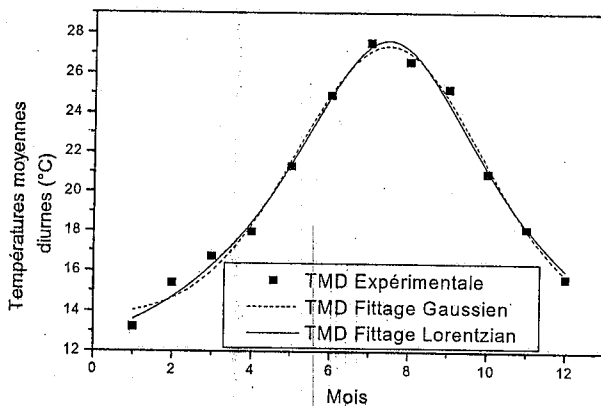
Figure 7 : Variation des températures moyennes ambiantes et au sol maximales et minimales.

Grandeurs	T_0	A	B	C
<i>T_Smax</i>	17.62653	250.71388	7.11533	6.57942
<i>T_Smin</i>	-5.03868	262.28394	7.55456	7.47958
<i>T_Amax</i>	14.06422	175.40342	7.41058	6.22901
<i>T_Amin</i>	-0.37205	234.65486	7.55346	7.32958

Tableau 2 : Constantes caractéristiques du site de Tlemcen.

Le traitement des données expérimentales des températures moyennes mensuelles diurnes et nocturnes du site de Tlemcen :

* Pour les températures moyennes mensuelles diurnes :



Modèle Lorentzien

$$TMD = 9.8 + \frac{801.46}{4(M - 7.45)^2 + 38.81} \quad (2)$$

Modèle Gaussien

$$TMD = 13.73 + 13.705 \exp \frac{-(M - 7.45)^2}{11.04} \quad (3)$$

- Pour les températures moyennes mensuelles nocturnes :

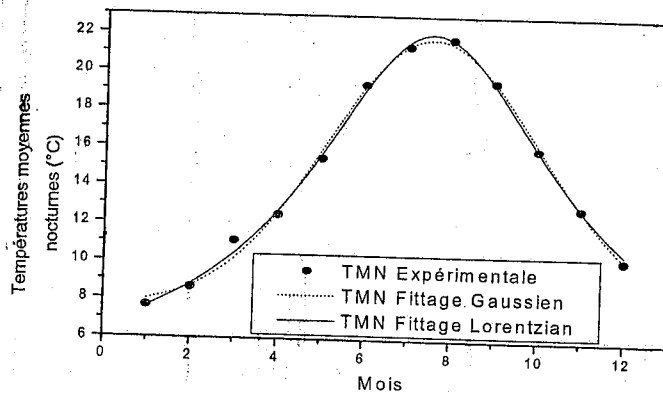


Figure 9 : Variation des températures moyennes mensuelles nocturnes à TLEMCCEN.

Modèle Laurentzien

$$TMN = 3.38 + \frac{937.51}{4(M - 7.54)^2 + 50.27} \quad (4)$$

Modèle Gaussien

$$TMN = 7.56 + 14.22 \exp \frac{-(M - 7.54)^2}{12.2} \quad (5)$$

La modélisation des températures moyennes mensuelles diurnes et nocturnes du site de Tlemcen a donné une allure Lorentzienne plus précise en période d'été et une allure Gaussienne précise en période hivernale:

La connaissance des températures mensuelles moyennes diurnes et nocturnes sont nécessaires pour un dimensionnement adéquat et pour les prévision de stockage.

6. Conclusion

La modélisation des grandeurs caractéristiques d'un site est nécessaire pour un dimensionnement économique du générateur photo thermique. Notre contribution est d'introduire les températures d'un site dans le dimensionnement adéquat de ces générateurs. La méthode de modélisation appliqué dans ce travail est les fittages Laurentzien et gaussien. La technique de fittage basée sur les valeurs mensuelles moyennes de chaque année, et des moyennes de trois années a donné des résultats prometteurs quant aux applications thermiques. L'importance d'introduire les températures d'un

site dans la modélisation est nécessaire pour les prévisions à envisagées (climatisation, stockage...).

Références

[1] C. Chauliaguët, P. Baratcabal, J. P. Batellier, « Energie solaire dans le bâtiment » (1978).
 [2] R. RaChmat, K. Horibe, « Solar heat collection characteristics of a fiber reinforced plastic drying house », transactions of the ASAE, ISSN 0001-2351, Coden Taaej (1999), USA, Vol.42, No.1, PP. 149-157, Bibl. 26 ref.
 [3] R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, « Le rayonnement solaire Conversion thermique et applications » (1980).
 [4] M. Belaribi, « CAO d'un système de réfrigération solaire », Thèse de magister, Université de Tlemcen (2000).
 [5] Recueil des données météorologiques et radio-métriques « Office National de la Météorologie », 1998-2000.
 [6] F. Benyarou, « Conversion d'énergies », cours graduation, 2001-2002, Université de Tlemcen.
 [7] B. BENYOUCEF, « Les énergies Renouvelables », cours Magister, 2001-2002, Université de TLEMCCEN.
 [8] <http://sohowww.nascom.nasa.gov/explore/faq/basics.html>
 [9] <http://www.scio.free.fr/comment/micro-ondes.php3>

**REQUIREMENTS ENERGY ESTIMATE OF HEATING AND
COOLING FOR A DWELLING IN THE SITE OF TLEMCCEN**

Revue des Energies Renouvelables, Numéro spécial, Mai 21-24, 2007,
ICRESD_07, Tlemccen, ALGERIE),

Requirements energy estimate of heating & cooling for a dwelling in the site of Tlemcen

S. Amara^{1*}, A. Benmoussat¹, B. Benyoucef² et B. Nordell³

¹ Renewable Energy Research Unity in Saharien Middle, 'URER/MS'
B.P. 478, Street of Reggane, 01000 Adrar, Algeria

² Renewable Energy & Materials Research Unity, 'URMER'
University Abou-Back Belkaid, B.P. 119, 13000 Tlemcen, Algeria

³ Division of Architecture and Infrastructure Renewable Energy Group,
Lulea University of Technology, 'LTU', SE-97187 Lulea, Sweden

Abstract - In order to utilise naturally stored heat or cold from the ground, seasonal temperature variations are required. The ground temperature, which is equal to the annual mean temperature, is then always warmer than the air temperature during winter and colder during summer. In the north of Libya the mean temperature difference between the coldest and warmest month is about 20 °C. In Algeria this difference is even greater, which is favourable.

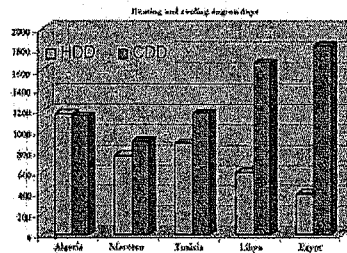


Fig. 1: Heating and cooling degree days in North African countries

The heating and cooling demand in northern Africa varies considerably in the different countries, with the greatest cooling demand in Egypt and the greatest heating demand in Algeria. In Algeria the heating demand is actually greater than the cooling demand, (Fig. 1). In this work, we are interested more particularly in heating or cooling energy requirement estimation for a good dwelling optimisation in the site of Tlemcen, (Fig. 1).

Keywords: Temperature measurements - Heat storage - Heating and cooling demand.

INTRODUCTION

The environmental and energy new preoccupations related to thermal comfort in buildings and the quality of air require on precise knowledge of temperatures and air movements inside buildings. In this context, we attempt to determine the energy needs for heating in winter and cooling in summer for a building in which the maintenance of an ambitious and acceptable interior temperature approaching: 15°C in winter and 25°C in summer.

In order to have a fuel consumption approximate estimation, which can be interesting to define the volume of storage of fuel or propane gas, it is necessary to know the annual requirements for heating. For this, several parameters are useful:

- Calorific losses of building (kW);
- The number of unified day degrees DJU;
- The intermittence or factor of intermittence;
- Fatal losses.

* ama_sof@yahoo.fr

The building

On the architectural plan the building is designed in the following way (Fig. 3) where the livable surface is of 165 m². It is necessary to take here into account, on the one hand the livable volume V_h (m³), and on the other hand the volumic coefficient of loss G taking account of the thickness of the walls, materials used and the number of the openings (Table 1), [1].

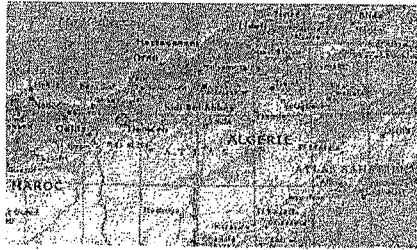


Fig. 2: Geographical situation of the Tlemcen site

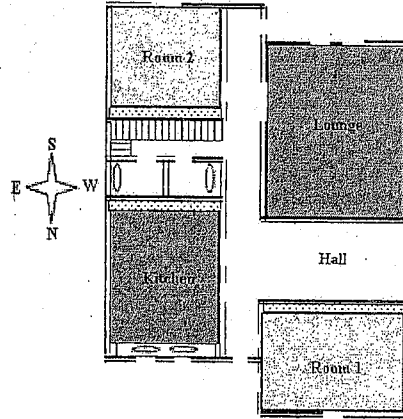


Fig. 3: Sight of the building plan

Table 1: Total losses

Losses	Lounge			Hall		Room 1		Room 2		Kitchen		Passageway		Bathroom	
	k	S(surface)	kS	S	kS	S	kS	S	kS	S	kS	S	kS	S	kS
Walls	3.5	62.1	217.3	36.4	127.4	52	182	50.2	175.7	52.9	185.15	52.4	183.4	31	108.5
Windows	5.8	6.8	39.5	11.2	64.96	4	23.2	5.9	34.22	8.7	50.46	32	185.6	4.2	24.36
Floor	4	35	140	20	80	25	100	25	100	30	120	15	60	15	60
Roofing	4	35	140	20	80	25	100	25	100	30	120	15	60	15	60
Total losses			536.36		352.36		405.2		409.92		475.61		489		252.86

Then the total sum of losses (for $\Delta T = 1^\circ\text{C}$) of building is $P = 2921.75 \text{ W}/^\circ\text{C}$, where the volumic coefficient G of loss:

$$G = \frac{P}{V_h} = 6,52 \text{ W}/\text{m}^3\text{C} \quad (1)$$

After the total loss coefficient determination as well as the volumic coefficient G of loss and for simplifying the problem one considers primarily *the daily ambient temperature average and the temperature on the ground* such as they appear in the readings taken by the services of national meteorology during three years of measurement. The knowledge of these temperatures is necessary for an adequate dimensioning of the thermal photo generators, agricultural greenhouses and for the heating and cooling of the site. In order to determine the number of degree day of the site of Tlemcen, we present the results of a processing data methodology of the national office of the weather (three years results of measurement) [2].

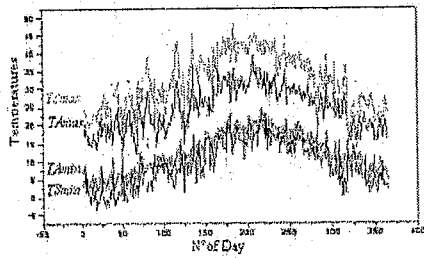


Fig. 5: Daily temperature variation (maximal and minimal) ambient and in the ground for Tlemcen site

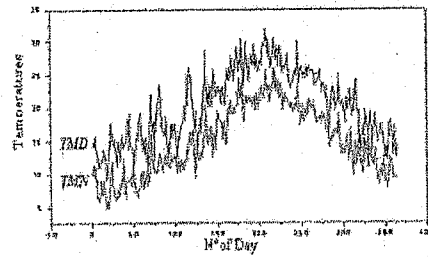


Fig. 6: Daily ambient temperature variation diurnal (TMD) and nocturnal (TMN) for Tlemcen site

According to the results of measurement shown in the figure 5, the difference between the maximum and minimal temperatures of the site of Tlemcen does not exceed 10°C whatever the season of the year. The knowledge of the daily ambient temperatures average takes a very significant role for the study of the insulation as well as the needs energy calculation for the heating in winter period or cooling in summer [3].

TMD: The daily average temperature ambient diurnal. TMN: The daily average temperature ambient nocturnal. (Fig. 6)

It is necessary to calculate the number of degree-days during all the year for our building which is located at Tlemcen with a volume of 448 m³. The following table presents:

Table 2: Calculation of the monthly number of degrees – days (Dj)

Month	Ambient average temperatures	Dj for heating		Dj for cooling	
		15 °C	18 °C	22 °C	25 °C
January	10.43	-141.41	-234.41		
February	12.01	-83.54	-167.54		
March	13.9	-50.06	-127.88		
April	15.2	-24	-92.48		
May	17.89	-5.24	-33.82		
June	22.46			30.13	3.48
July	24.46			77.98	12.52
August	24.19			68.93	12.33
September	22.38			18.183	1.53
October	18.5	-12.91			
November	15.56	-19.13	-76.31		
December	12.95	-65.31	-156.54		

Although it is more difficult to take into account of the inhabitants thermal requirements in the building, do they agree not to use certain rooms in winter for the heating or summer for cooling? Taking all into account, one can then evaluate:

$$C = 24 \times G \times V_h \times Dj \quad (2)$$

• Annual requirements in heating :

- For a temperature of comfort of 15 °C, October to May: Dj = 401.6 where C = 2815.33 kWh
- For a temperature of comfort of 18 °C, November to May: Dj = 888.98 where C = 6232.02 kWh

• Annual requirements in cooling:

- For a temperature of comfort of 22 °C, June to September: Dj = 195.22 where C = 1368.55 kWh
- For a temperature of comfort of 25 °C, June to September: Dj = 29.86 where C = 209.32 kWh

CONCLUSION

This project goal is to have buildings with surplus energy balance to maintain a stable interior temperature. The present study concentrates on the energy needs calculation for a building situated in Tlemcen, and which gave:

- Maximum energy requirements for heating is about 6232.02 kWh.
- Maximum energy requirements for cooling is about 1368.55 kWh.

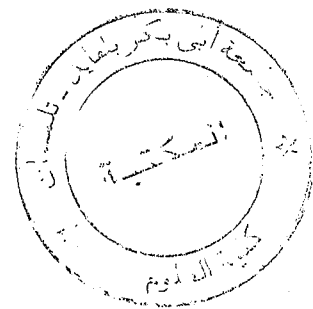
In order to lead to low yearly consumptions, an objective accessible in the shorter term is to set up solids bases on the envelope (walls, grounds and roofs). In particular, it will be interesting to introduce the positive energy which fits fully in the current context of control of energy, use of renewable energies and sustainable development.

REFERENCES

- [1] R. Bernard, G. Menguy et M. Schwartz, '*Le Rayonnement Solaire*', 2^{ème} Edition Augmentée, 1983.
- [2] S. Amara, '*Optimisation d'un Procédé Economique de Chauffage d'une Habitation par Voie Solaire. Application au Site de Tlemcen*', Mémoire de Magister, Janvier 2004.
- [3] Document, '*Données Météorologiques du Site de Tlemcen*'.
- [4] S. Amara et al., '*Modélisation des Températures Diurnes et Nocturnes du site de Tlemcen*', Physical & Chemical News, Vol. 27, pp. 59 - 64, 2006.
- [5] Document de Geres, '*Le Chauffage Solaire dans les Régions Froides*', Editions du GRET, Juin 1994
- [6] J.F. Sacadura, '*Initiation aux Transferts Thermiques*', Edition Lavoisier, Technique & Documentation, - 2000.
- [7] X. Faure, '*Enveloppe Hybride des Bâtiments à Hautes Performances Energétiques*', Journée Rencontre de Projet, 2005.

**STUDY AND MODELLING OF A HEATING SYSTEM AIMED FOR
THE SITE OF TLEMCEN**

Revue des Energies Renouvelables, Volume 11, Numéro 1, Mars 2008



Study and modelling of a heating system aimed for the site of Tlemcen

S. Amara^{1*}, A. Touzi¹ and B. Benyoucef²

¹ Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien, 'URER/MS'
B.P. 478, Route de Reggane, 01000 Adrar

² Unité de Recherche sur les Matériaux et les Energies Renouvelables, 'URMIER'
Université Abou Bakr Belkaid, B.P. 119, 13000 Tlemcen

(reçu le 22 Décembre 2007 – accepté le 30 Mars 2008)

Abstract - *The building thermal function is one of the significant functions of this one: it is necessary that within the building an environment should be maintained in order to satisfy in habitant from the thermal comfort point of view. This is to provide air-conditioning in hot countries or hot seasons or heating in cold countries or cold seasons. The aim of this work is the study and modelling of a new design of thermal photo sensor with reduced losses and high efficiency aimed for the site of Tlemcen.*

Résumé – *La fonction thermique du bâtiment est l'une des principales fonctions de celui-ci: il est nécessaire que l'environnement de la construction devrait être maintenu pour satisfaire un confort thermique de l'habitant. Cette mesure vise à assurer la climatisation dans les pays chauds ou dans les saisons chaudes et le chauffage dans les pays froids ou dans les saisons froides. Le but de ce travail est l'étude et la modélisation d'une nouvelle conception du capteur photo thermique avec des réductions des pertes thermiques et qui vise un rendement élevé pour le site de Tlemcen.*

Keywords: Conception - Simulation - Solar energy - Heating of the sanitary water.

1. INTRODUCTION

The use of solar energy enabled a large availability in the photo thermal applications. The cost of produced energy remains hence limited and the development at industrial scale is thus slowed down by the low density of solar flow and by the losses of heat transport. To solve this problem, we transport a concentrated solar energy to the place of conversion. The transport of heat under electromagnetic wave is carried out with a considerable reduction of losses than the transport of heat with coolant.

The idea to transport concentrated solar energy was launched in 1980 by a group of French researchers [1]. Now, the technology of optical fibres available for this transmission offers a high quality of production with a large diameter of these fibers core [2]. In this work, we use light drivers which have the advantage of weak attenuations and tiny losses in conversion.

A plane sensor consists of a metallic plate blackened, covered with one or more panes or transparent sheets. Solar radiations which cross the glazing are absorbed by the blackened metal which re-emits energy in the form of big wavelength radiations. As these radiations cannot cross the pane, the temperature of the blackened plate rises. One makes pass a coolant (air or water) on this one, where it is heated, and, as long as the sun is shining, the temperature of the fluid leaving the collector is maintained [3], (Fig. 1).

The supplied thermal energy rising from such a solar collector is equivalent to the decreased incidental energy of the losses. The losses of thermal energy are due to radiation reflexion, reemission, convection and conduction.

We note, according to figure 2, that for a flow of 1000 W/m² on the level of the pane almost 14 % of this radiation is lost by reflexion from the front and back faces of the pane. And arriving to the absorber almost 21 % is lost and finally the recovered power is about 60 %, i.e. 40 % of the

* ama_sof@yahoo.fr

incident total radiation is lost. The losses can't be reduced significantly, but owing to a new design of the photo thermal sensor, we can even though reduce the losses and enhance the output.

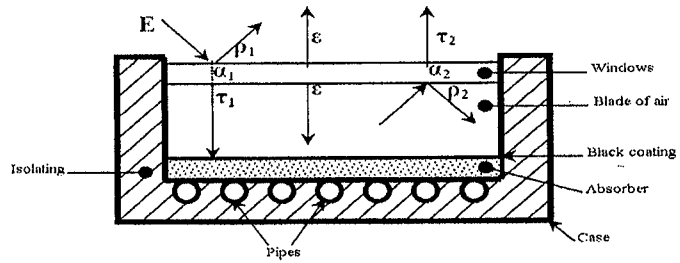


Fig. 1: Longitudinal cut of a plane solar sensor

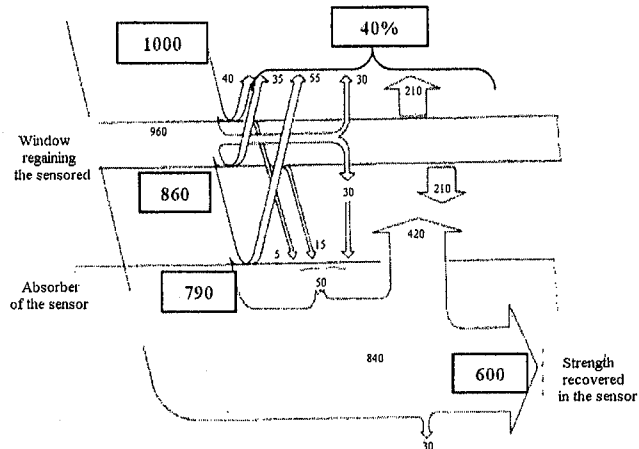


Fig. 2: Distribution of the incidental energy on a classic sensor

The device is made up:

- * Of a concentrator which is a parabolic mirror having the following geometrical characteristics: $R = 366 \text{ mm}$, the focal distance $f = R/2$.

- * An optical fiber QSF 1000 with a length of $L = 5 \text{ m}$ made up of a core of quartz and silica, with 1 mm diameter, manufactured with silica of synthesis, average attenuation τ equal to $2 \times 10^{-2} \text{ dB/m}$ on the whole of the solar spectrum, a numerical opening of $\theta_F = 20^\circ$, surrounded by a water pipeline in order to allow a good cooling.

- * A cone with a $R_1 = 25 \text{ cm}$ ray and a height $H = 2 R$. Selective surface surrounding all surface of the cone made up of a black painting on copper with the following coefficients: Absorption $\alpha = 0.95$ and of emission $\epsilon = 0.18$.

The whole of the cone + fiber is isolated with glass wool.

2. ESTIMATION OF ENERGY TRANSPORTED BY AN OPTICAL FIBER

Solar energy is concentrated on a spot which size is equal to the surface of the fiber entry [4, 5].

2.1 Input and output fiber energy

To estimate the input and output thermal energy of solar fiber, we modelled the solar radiation then we developed a simulation program for sun race. Lastly, to follow the attenuation of the radiation to various lengths of fiber [6], whose results are shown in the figures, here after.

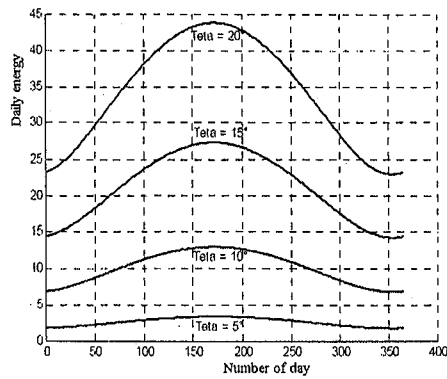


Fig. 3: Input daily energy of fiber for different openings

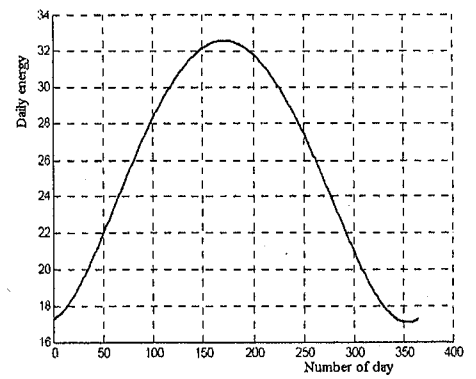


Fig. 4: Daily solar energy in the output of the fiber, Tlemcen site

For a good adaptation of the concentrator, the opening of this last should be equal to the numerical opening fiber [7]. A fiber adapted to the opening concentrator transports a maximum of solar energy of 44 Wh/mm^2 to the summer solstice, and a minimum of 24 Wh/mm^2 to the winter solstice with a clear blue sky in Tlemcen city (Fig. 3).

2.2 Solar energy in the optical fiber output

The output energy noted after crossing the optical fiber with 5 m of length in figure 4, to the winter solstice does not exceed the 18 Wh/mm^2 . It is maximum, for a value of 32.59 Wh/mm^2 at summer solstice.

a) Water heat transport

The energy stored inside the cone can be transferred to a coolant. The water used as coolant, allows also the cooling of fibre transporting concentrated energy (Fig. 5).

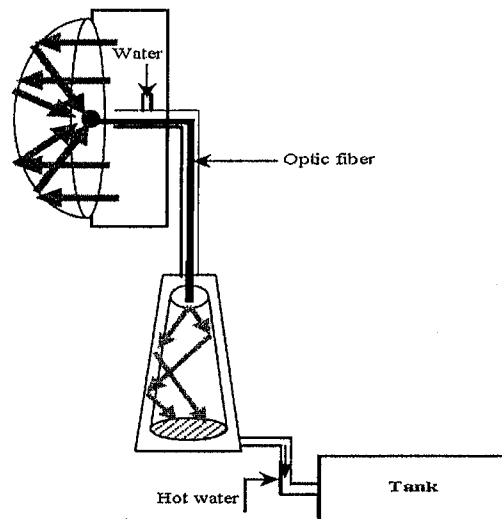


Fig. 5: Water conic photo thermal sensor

The incidental radiations are concentrated within the core of the concentrator then transported with an optical fiber until the top of the cone and then disperse inside the cone.

The temperature difference (ΔT) in input-output of water is determined by knowing the outside fiber power and represented in the following figure.

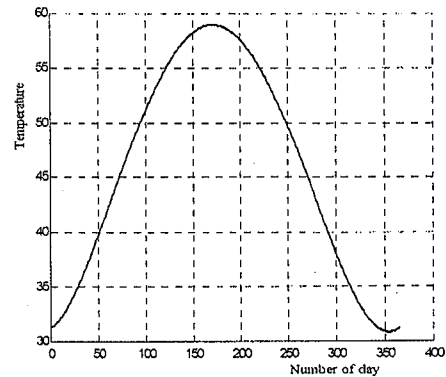


Fig. 6: Evolution of the daily temperature difference transported by water Tlemcen site

According to these results we noticed that there is a great temperature difference between the inlet and outlet, it is about 32 °C in winter and 58 °C in summer.

The heat transfer can be increased while operating on the speed of water circulation, or the heat-transferring surface of the cone.

The disadvantage of this type of heat transfer is the layer of fur sediment when the temperature of water exit exceeds 60 °C. To remedy, one can use a closed loop (with special oil) with an exchanger in the tank.

b) Air heat transport

The heat concentrated inside the conical sensor can be also transported by the air, for that we turn off the water tap (Fig. 7).

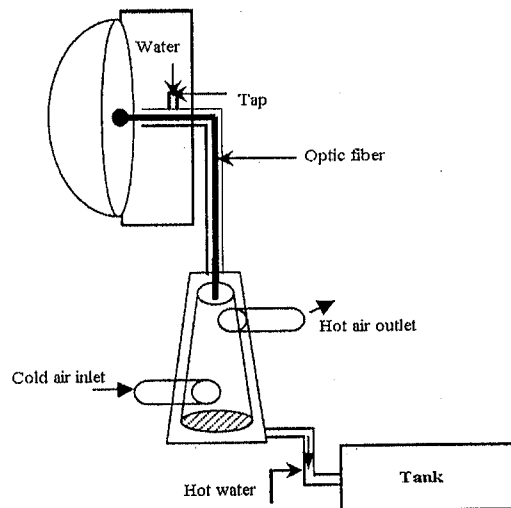


Fig. 7: Air conic photo thermal sensor

We noticed that the air temperature difference in input-output is about 36 °C in winter and it can reach 70 °C in summer.

Here, one can exploit the speed air circulation and the heat-transferring surface of the cone to increase the heat transfer.

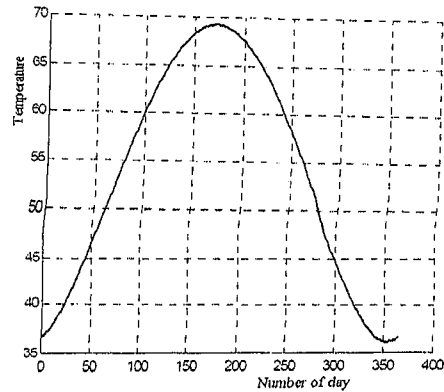


Fig. 8: Evolution of the daily temperature difference transported by air in Tlemcen

c) Mixed Transport

We use a mixed heating where calories transport is carried out as well as by air or water. For this purpose we fixed the water temperature difference in input-output at 20 °C and we tried to determine the air temperature difference for winter period, (Fig. 9).

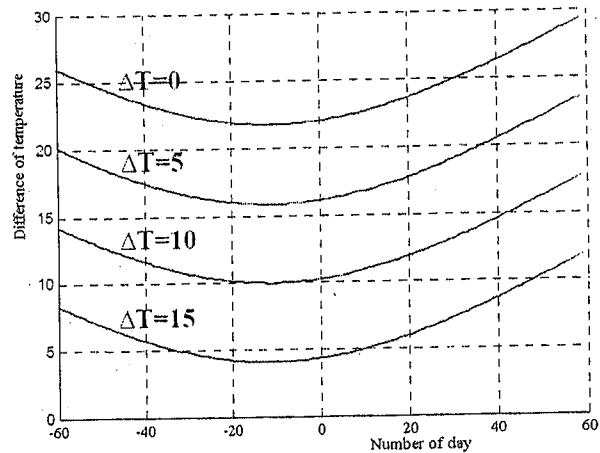


Fig. 9: Evolution of the difference in temperature transported by air during winter period

Water and air flow rate, fixed by the regulation system allows domestic hot water supply and the adequate heating of dwelling.

3. CONCLUSION

Concentrated solar energy can be transported with light drivers; this technique proves very promising for thermal applications. It should allow a use of the solar energy concentrated with power efficiencies which can exceed the 50 %.

Our work consists to elaborate a program which makes it possible to consider energy incidental with the wire of the sun, on a parabolic concentrator. Concentrated energy is transferred then transported by an optical fiber towards a photo sensor thermal conical with double coolant (water and air).

The simulation program carried out determines the output power of an optical fiber, as well as the differences in water and air temperatures input-output on the outlet of the sensor used for the heating of a dwelling and the heating of domestic water.

Energy supply and temperatures are then estimated during all the year for different length of optical fibers.

Thus, our contribution consists of a new design of thermal photo sensor with reduced losses and high output.

NOMENCLATURE

E	Solar radiation	θ_C	Concentrator opening
P_{in}	Incident power of the concentrator	θ_F	Numeric opening of fiber
α_1	Absorption coefficient of glass	R_1	Cone radius
τ_1	Transmission coefficient of glass	U_1	Air flow rate
S	Internal surface of the cone	Q	Quantity of heat introduced by optical fiber
ϵ	Emission coefficient of glass	H	Height of cone
R	Radius of concentrator	α	Absorption coefficient of selective surface
f	Focal length of concentrator	Q_1	Quantity of heat transported by water
U	Water flow rate	Q_2	Losses heat through the system
l	Length of the fiber	Q_3	Quantity of heat transported by air
D	Internal diameter of the pipe	ϵ	Transmission coefficient of selective surface
r	Fiber diameter	P(1)	Outside fiber power
τ	Middle attenuation on the whole of spectre	P(2)	Entry fiber power

REFERENCES

- [1] D. Kato and T. Nakamura, 'Application of Optical Fibers to the Transmission of Solar Radiation', Journal of Applied Physics, Vol. 47, 4528, 1976.
- [2] H. Yugami, M. Yano, H. Naito and G. Flamant, 'Concentration of Fiber Transmitted Solar Energy by CPC for Solar Thermal Utilization', Journal de Physique IV, Vol. 9, N°Pr3, pp. 545 - 549, 1999.
- [3] J.F. Sacadura, '*Initiation aux Transferts Thermiques*', Editions Lavoisier, Technologie & Documentation, 2000.
- [4] J.M. Cariou, L. Martin and J. Dugas, 'Physics of Fiber Optics', Advances in Ceramics, Vol. 2, pp. 557 - 563, 1982.
- [5] J. Robieux, 'Patent N°75-14582, 'INPI', International Classification', 1975.
- [6] O.A. Jaramillo, J.A. Del Rio and G. Huelsz, 'A Thermal Study of Optical Fibers Transmitting Concentrated Solar Energy', Journal of Physics D, Applied Physics, Vol. 32, pp. 1000 - 1005, 1999.
- [7] S. Amara, 'Optimisation d'un Procédé Economique de Chauffage d'une Habitation par Voie Solaire, Application au Site de Tlemcen', Mémoire de Magister, Université de Tlemcen, 2004.