

REPUBLIQUE DU SENEGAL  
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP



ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

Centre de Thiès  
Département Génie Mécanique

**Projet de fin d'études**

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception

---

---

**Titre : ETUDE D'UN SYSTEME DE STOCKAGE ET DE  
DESTOCKAGE DE CHALEUR A CHALEUR LATENTE DE  
FUSION : application à la cuisinière solaire**

---

---

Présenté et soutenu par :  
Khaoussou BAKHOUM

Directeur : Docteur ès science physique Salif GAYE

Année : 2004 - 2005

# DEDICACES

*Je* dédie ce travail à :

- ✓ Mes parents, ma source de motivation pour leurs prières et les valeurs qu'ils m'ont inculquées
  
- ✓ L'ensemble de mes frères et sœurs que j'aime beaucoup
  
- ✓ Mes amis et mes promotionnaires

# REMERCIEMENTS

*J'*aimerais exprimer ma reconnaissance à l'administration de l'Ecole Supérieur Polytechnique pour l'opportunité qui m'est offerte d'effectuer ce travail, mais aussi et surtout pour tout ce qu'elle a fait pour me mettre dans des conditions de travail.

*Je* tiens à remercier tout particulièrement mon directeur de projet **Dr Salif GAYE** pour la pertinence du sujet qui m'a été proposé, mais surtout pour l'attention particulière et le suivi exceptionnel qu'il a accordé au bon déroulement de ce travail.

Face aux problèmes énergétiques émanant des sources épuisables et de la consommation sans cesse croissante de cette énergie que le monde connaît de jour en jour, un mouvement s'est dessiné en faveur des énergies « douces » c'est-à-dire l'énergie solaire, éolienne, géothermique pour ne citer que ceux là.

L'énergie solaire est l'une des plus facilement exploitable, elle est en outre inépuisable.

Mais l'énergie solaire thermique est l'exemple type d'une ressource de puissance variable dans le temps et déphasée par rapport aux besoins de chauffage. L'amélioration de l'efficacité énergétique concourt à la réduction des gaz à effet de serre et constitue donc un des enjeux majeurs de nos sociétés industrialisées. Or, l'énergie sous forme thermique se caractérise souvent par son inadéquation entre les besoins et les ressources sur plusieurs niveaux : spatial, temporel, en puissance et en température. Le stockage de la chaleur est le moyen le plus évident pour atténuer ces inadéquations, mais son application industrielle nécessite des compromis sur des critères souvent antagonistes tels que: la densité énergétique (capacité de stockage par unité de volume ou de masse), la puissance thermique instantanée stockée et/ou délivrée, la simplicité du procédé, l'efficacité énergétique (absence de pertes),...etc.

les systèmes de stockage sont classés comme suit :

- ❖ systèmes de stockage chimiques
- ❖ systèmes de stockage par chaleur sensible
- ❖ système de stockage par chaleur latente

Le stockage par chaleur latente présente des avantages certains ; ce qui a d'ailleurs motivé le choix du sujet.

Ainsi pour mener à bien notre travail on a commencé par définir quelques concepts ce qui nous a permis d'établir les équations linéaires du système. La discrétisation de ces équations linéaires nous amène à la résolution numérique de celles-ci.

Aujourd'hui encore le stockage d'énergie continue de faire l'objet de nombreuses recherches pour une utilisation effective et optimale.

# TABLE DES MATIERES

<i>LISTE DES TABLEAUX</i> .....	VII
<i>LISTE DES FIGURES</i> .....	VII
<i>NOMENCLATURE</i> .....	VIII
<i>LETTRES GRECQUES</i> .....	IX
<i>INDICES</i> .....	IX
<i>INTRODUCTION</i> .....	1
<i>CHAPITRE I</i> .....	1
<i>I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</i> .....	4
I-1 Le stockage et le déstockage de l'énergie.....	4
I-1-1 Le stockage chimique.....	4
I-1-2 Le stockage par chaleur sensible.....	4
I-1-3 Le stockage d'énergie par chaleur latente.....	5
I-1-4 Les accumulateurs échangeur thermique.....	7
I-1-5 Méthodes de formulation.....	8
I-2 Les matériaux de stockage à changement de phase.....	10
I-2.1 Propriétés idéales d'un matériau à changement de phase.....	10
I-2-2 La paraffine.....	12
I-3 Rappels et définitions de quelques concepts.....	14
I-3-1 Les différents types de cuisiniers solaires.....	14
I-3-2 Les capteurs plans.....	15
I-3-3 Effet de serre.....	16
I-3-4 Effet thermosiphon.....	18
I-3-5 Capteur à concentration.....	19
I-3-6 Les lois d'échanges thermiques.....	19
<i>CHAPITRE II</i> .....	4
<i>II MODELISATION</i> .....	29
II.1. Model choisi.....	29
II.2 La description du model.....	29
II-3 Modélisation du système.....	32
II-3-1 Position du problème.....	32
II-3-2 Formulation des équations régissant le champ thermique dans l'accumulateur.....	33
II-3-3 Méthodes de résolution.....	37
II-3-4 Résolution numérique.....	38

<i>CHAPITRE III</i> .....	40
III-1 DETERMINATION DU COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT DE CHALEUR.....	41
III.2 UTILISATION DES LOIS THERMIQUES DANS L'ETUDE DES CUISINIÈRES SOLAIRES.....	44
III.2.1 Hypothèses simplificatrices .....	44
III.2.2 Calcul du rendement .....	45
III.2.3 Évaluation du débit d'eau sous l'effet thermosiphon .....	47
III.3 CALCUL NUMÉRIQUE.....	48
III.3.1 Détermination du volume approximatif du réservoir.....	48
III.3.2 Détermination du volume approximative de l'accumulateur.....	49
III.3.3 Détermination de l'épaisseur de l'isolant autour du réservoir d'eau .....	50
III.3.4 Détermination de l'épaisseur d'isolant pour les boyaux.....	53
III.4 ETUDE DU COMPORTEMENT DE LA PARAFFINE DANS LE TEMPS .....	53
<i>CHAPITRE IV</i> .....	55
IV.1 PLAN GÉNÉRALE DE L'INSTALLATION .....	56
IV.2 DÉTAILS DE CONSTRUCTION .....	58
IV.3 LES APPAREILS DE MESURE .....	59
IV.3.1 Mesure de l'ensoleillement.....	59
IV.3.2 Mesure des champs de température.....	59
IV.3.3 Mesure de la température ambiante.....	59
IV.3.4 Mesure du champ de température dans le MCP .....	59
IV.3.5 Mesure de la température de l'eau.....	59
IV.3.6 Localisation du front de fusion .....	59
<i>CONCLUSION GÉNÉRALE</i> .....	61
<i>BIBLIOGRAPHIE</i> .....	62

## ***LISTE DES TABLEAUX***

<b><i>Tableau II.1 :</i></b>	Propriétés de quelques paraffines .....	12
<b><i>Tableau II.2 :</i></b>	Albédo du sol .....	25

## ***LISTE DES FIGURES***

<b><i>Figure I.1 :</i></b>	Principe de l'effet de serre .....	17
<b><i>Figure I.2 :</i></b>	Principe de l'effet thermosiphon.....	18
<b><i>Figure I.3 :</i></b>	La conduction .....	20
<b><i>Figure II.1 :</i></b>	Model de cuisinière choisi .....	31
<b><i>Figure II.2 :</i></b>	Echange thermique dans une section de l'accumulateur.....	33
<b><i>Figure II.3 :</i></b>	Représentation de la paraffine dans le repère cartésien .....	35
<b><i>Figure III.1 :</i></b>	Demi coupe de l'isolateur .....	43
<b><i>Figure III.2 :</i></b>	Coupe du capteur et de l'accumulateur .....	45
<b><i>Figure III.3 :</i></b>	Le circuit de l'eau .....	48
<b><i>Figure III.4 :</i></b>	Isolation autour du réservoir d'accumulation .....	50
<b><i>Figure III.5 :</i></b>	Les différents compartiments de l'accumulateur .....	52
<b><i>Figure III.6 :</i></b>	Découpage pour le calcul numérique.....	52
<b><i>Figure IV.1 :</i></b>	Installation général .....	57
<b><i>Figure IV.2 :</i></b>	Le système de stockage et de déstockage.....	58

# NOMENCLATURE

symbole	signification	unités
a	Diffusivité thermique	$m^2/s$
C	Chaleur spécifique	$J/Kg^{\circ}C$
D	Distance polaire	$^{\circ}$
g	Intensité de la pesanteur	$m/s^2$
G <sub>h</sub>	Rayonnement solaire global	$W/m^2$
H	Hauteur angulaire	$^{\circ}$
h <sub>c</sub>	Coefficient d'échange de chaleur	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}C$
H <sub>r</sub>	Coefficient d'échange par rayonnement	$W/m^2k$
ID	Rayonnement solaire	$W/m^2$
L <sub>f</sub>	Chaleur latente de fusion	
L <sub>0</sub>	longitude	
$\vec{n}$	Normale à la frontière	
Nu	Nombre de Nusselt	
P	pression	Pa
T	Température	$^{\circ}C$
TSV	Temps solaire vrai	h
TU	Temps universel	h
Z	altitude	m
I <sub>d</sub>	Intensité du rayonnement diffus	$W/m^2$
I <sub>0</sub>	Constante solaire	$W/m^2$
t	temps	s
$\dot{m}$	Débit massique	$Kg/m^3$
A <sub>eff</sub>	Surface plane projetée	$m^2$
E <sub>j</sub>	Intensité d'ensoleillement	$W/m^2$
A	aire	$M^2$
D <sub>s</sub>	Rayonnement diffus reçue par le sol	
G <sub>h</sub>	Rayonnement solaire au sol	

## *LETTRES GRECQUES*

symbole	signification	unités
$\alpha$	Coefficient d'absorption	
$\beta$	Angle d'inclinaison	°
$\rho$	Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique	W/m °C
$\delta$	déclinaison	°
$\omega$	Angle horaire	°
$\theta$	Angle d'incidence	°
$\varepsilon$	émissivité	
$\eta$	nébulosité	
$\varphi$	Energie rayonnée	W
$\sigma$	Coefficient de Stephan bolzman	
$\psi$	azimut	°
$\eta$	rendement	

## *INDICES*

c	Ciel
Ext.	extérieur
Pa	paroi
S	Phase solide
ros	rosé
e	eau
L	liquide
f	Front de fusion
P	paraffine

# INTRODUCTION

Le souci d'améliorer l'efficacité énergétique des sources contribuant à la réduction des gaz à effet de serre constitue un des enjeux majeurs des sociétés industrielles depuis le sommet de Rio sur l'environnement.

Ainsi l'utilisation de nouvelles techniques de production d'énergie non polluantes est devenue une exigence. Or l'énergie thermique se caractérise par son inadéquation entre les ressources et les besoins. L'énergie solaire est l'exemple d'une source d'énergie variable dans le temps et déphasée par rapport aux besoins d'utilisation.

Le stockage de l'énergie est le moyen le plus adéquat pour palier ces inadéquations, mais la mise en œuvre d'un stockage de chaleur nécessite souvent des compromis sur la capacité de stockage, la puissance délivrée ou stockée et les pertes.

Bien qu'il existe plusieurs systèmes de stockage, le stockage par chaleur latente présente des avantages certains par rapport aux autres ; avantages que sont :

- ❖ une densité de stockage énergétique plus importante, ce qui réduit considérablement les volumes de stockage
- ❖ une température de stockage relativement constante, ce qui permet d'éviter les fluctuations de température lors des opérations de stockage et de déstockage

Le stockage par chaleur latente a depuis la nuit des temps joui d'un intérêt considérable dans le domaine industriel : Refroidissement des aliments dans les brasseries ou laiteries, conservation et transport des aliments surgelés, climatisation des locaux, découpage des métaux...

Aussi simple et avantageux soit il, le stockage par chaleur latente présente un certain nombre d'inconvénients :

- ❖ Un intervalle de température imposé d'une part par le mode de production de chaleur qui fixe la limite supérieure de la température et d'autre part par le mode d'utilisation qui fixe la limite inférieure de la température.
- ❖ Une durée limitée des phases de stockage et de déstockage
- ❖ Une forte variation des caractéristiques thermo physiques des matériaux à changement de phase avec la température.

Notre travail s'appuie sur cet ensemble de considération. Il concerne l'étude d'un système de stockage et de déstockage de chaleur à chaleur latente de fusion qui sera appliquée à la cuisinière solaire. Présentement il existe des cuisinières solaires pour faire la cuisine ; elles sont performantes, mais on doit se mettre au soleil pour cuisiner. Il se pose ainsi un problème caractéristique de l'énergie sous forme thermique c'est-à-dire son adéquation entre les besoins et les ressources.

Ainsi l'objectif de ce travail est de réaliser une cuisinière ayant un capteur au soleil et le réservoir à l'ombre. L'eau chaude va transmettre son énergie à un matériau tel que la paraffine qui a pour rôle de stocker cette énergie et la marmite en contact avec la paraffine va récupérer la chaleur pour la cuisson. Ce type de cuisinière solaire peut être un début de solution pour une utilisation efficace et efficiente de l'énergie solaire.

Pour y arriver nous avons subdivisé le travail en quatre chapitres :

- ❖ Le premier chapitre est consacré à des rappels et des définitions relatifs au stockage et au déstockage.
- ❖ Le choix et la description du modèle choisi fait l'objet du deuxième chapitre.
- ❖ Les applications numériques du troisième chapitre nous mènent au dimensionnement du système.
- ❖ Le chapitre IV est consacré à l'estimation de coût et à la présentation de l'installation générale et aux appareils de mesure.

*CHAPITRE I*

**ETUDES BIBLIOGRAPHIQUES**

## **I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

### **I-1 Le stockage et le déstockage de l'énergie**

Le stockage de l'énergie est un des principaux thèmes de recherche développé en énergétique. Il est aussi un des moyens les plus adaptés à la modulation d'une source variable comme c'est le cas avec le soleil.

Le stockage d'énergie d'une manière générale existe sous trois formes :

- le stockage chimique
- le stockage par chaleur sensible
- le stockage par chaleur latente

#### **I-1-1 Le stockage chimique**

Dans le stockage chimique, un élément du système est décomposé sous l'effet d'un apport de chaleur et les produits de la réaction sont séparés puis stockés, ce qui en principe ne pose aucune limite dans le temps. Pour rendre l'énergie à nouveau disponible, il suffit de faire réagir les produits de la décomposition afin de reconstituer les réactifs de départ suivant une réaction exothermique. Ces systèmes sont actuellement à l'état de recherche.

#### **I-1-2 Le stockage par chaleur sensible**

Le stockage par chaleur sensible s'accompagne d'une élévation de la température mais la structure moléculaire du matériau de stockage ne change pas.

Selon l'état physique du matériau de stockage, le stockage par chaleur sensible a deux variantes :

- le stockage par chaleur sensible avec un matériau solide
- le stockage par chaleur sensible avec un matériau liquide

### I-1-3 Le stockage d'énergie par chaleur latente

Pour réduire considérablement les volumes de stockage et s'affranchir des fluctuations de température liées au stockage par chaleur sensible, on peut choisir l'énergie mise en jeu lors des changements d'état de la matière.

#### I-1-3-1 La chaleur latente ?

La chaleur latente est l'énergie mise en jeu lors des changements d'état de la matière. Elle intervient aussi dans les changements allotropiques.

La chaleur fournie au repos pendant la fusion se traduit non par un accroissement de la vitesse des molécules, mais par une augmentation de leur énergie potentielle leur permettant de quitter leur position d'équilibre. C'est la raison pour laquelle la température reste constante pendant toute la transformation.

Les premiers problèmes de transfert de la chaleur avec changement de phase ont été étudiés par Clapeyron en 1831 et par Stefan en 1891. Ils étudièrent la formation de la glace. Depuis, le nom de Stefan est donné aux problèmes de transfert de chaleur où intervient une frontière mobile.

Ce thème est devenu par la suite extrêmement important en raison des nombreuses applications industrielles. Par ailleurs il a suscité une abondante littérature traitant du stockage par chaleur latente dans différentes configurations (enceinte parallélépipédique ou cylindrique).

#### I-1-3-2 Les configurations géométriques

##### I-1-3-2-1 Les configurations planes

Généralement dans cette configuration, le matériau à changement de phase est dans une enceinte parallélépipédique. Beaucoup de théories relatives à ce domaine ont été émises. C'est ainsi que :

- En 1978, selon D.DELAUNAY [1], HALE et VISHANTA ont étudié la fusion d'une plaque de paraffine pure dans une cavité parallélépipédique initialement isotherme à la température de fusion et dont une des faces est soumise à un échelon de température. Ils ont déterminé à partir de relevés photographiques de l'interface, l'évolution des Nusselts locaux pour des écarts de température par front inférieure à 15 K
- BAREISS et BEER cités par D.DELAUNAY [1] EN 1984 ont étudié expérimentalement les transferts de chaleur dans des cavités parallélépipédiques, le matériau initialement isotherme à la température de fusion est soumis à des sollicitations variant de 10K à 30K, leur cellule

est considérée comme semi infinie en épaisseur, ils ont montré qu'après une période transitoire le volume fondu rapporté au volume total évolue linéairement en fonction du temps, ils proposent une corrélation sur le Nusselt moyen.

- En 1984, OKADA [2] a étudié une configuration similaire à celle de BAREISS et BEER. Les équations de la convection ont été résolus numériquement et les résultats comparés à des expériences. Il a également constaté expérimentalement une légère variation de ce Nusselt moyen et il a proposé une corrélation de la forme  $Nu = aRa^m$  dans laquelle la variation du temps est prise en compte dans le nombre  $a$ . il a montré que lorsque le nombre de Rayleigh est utilisé, la vitesse de fusion n'est pas affecté par les caractéristiques du matériau pour un nombre de Prandtl supérieur ou égal à 7
- En 2003, P.LEMBERG, LEHTINIEMI ET A.M MENNELL [3] ont étudié les processus de fusion et de solidification d'une plaque de paraffine chauffée à partir de ses deux surfaces latérales. Ils montrent que le transfert de chaleur lors de la fusion se fait d'abord par conduction puis par convection naturelle, celle-ci accélère la fusion. La convection naturelle n'apparaît que si le nombre de rayleigh  $Ra$  supérieur à 10. Ils mettent aussi en évidence

l'existence d'un coefficient de convection 
$$h_c = 0,072 \times \left[ \frac{g \left( \frac{\rho_w - \rho_m}{\rho_w} \right) \beta_c \Delta T \rho_w}{\mu} \right]^{1/4}$$

(I.1)

**I-1-3-2-2 Les configurations cylindriques**

Le matériau à changement de phase est confiné dans un tube cylindrique avec échange parietaux, avec une source ou avec un puit de chaleur à l'axe.

En 1978, Shamshundar [4] en revoyant l'étude de London et Seban a étudié la solidification dans un cylindre en proposant une formulation à deux dimensions qui ne tient compte que de la conduction.

En 1978, Shamshundar et Srinivasan [4] ont analysé un échangeur de chaleur de tubes et ont proposé une analyse bidimensionnelle prenant ainsi en compte la variation axiale de la température s'approchant ainsi d'une analyse tridimensionnelle.

En 1998, A. DIOP [5] a réalisé la détermination expérimentale et numérique de la propagation du front de fusion de chlorure de potassium dont les propriétés thermo physiques dépendent fortement de la température (fusion non congruente) dans une enceinte cylindrique avec échange pariétaux. Le front de fusion est localisé expérimentalement par prise de mesure. Un modèle enthalpique unidirectionnel négligeant la convection dans la phase liquide a été proposé pour localiser le front de fusion. Pour prendre en compte les phénomènes de conduction et de convection dans la phase liquide, il propose une extension en bidimensionnel.

#### **I-1-4 Les accumulateurs échangeur thermique**

Selon leur performance on peut trouver différents types. Ils dépendent des objectifs et des contraintes du concepteur. L'apparition de nouveaux matériaux permet d'envisager de nouvelles configurations.

##### **I-1-4-1 Les accumulateurs échangeurs dynamiques**

Le matériau à changement de phase est placé dans un cylindre horizontal en rotation échangeant par la paroi avec un fluide caloporteur externe. Par ailleurs ce procédé est coûteux en énergie et le rapport surface/volume d'échange du matériau à changement de phase est défavorable.

##### **I-1-4-2 Les accumulateurs échangeurs statiques**

Le matériau fusible est dispersé dans des sphères ou des cylindres élémentaires placés dans un container. Le fluide caloporteur se déplace dans la porosité disponible entre ces volumes élémentaires.

Ces derniers doivent être dimensionnés de sorte que le rapport surface/volume ainsi que le coefficient d'échange externe soit compatibles avec la puissance thermique globale désirée [6]

##### **I-1-4-3 Les accumulateurs échangeurs à contact direct**

Le matériau à changement de phases peut aussi être dispersé à l'état liquide directement dans le fluide caloporteur circulant à contre courant ou co-courant ; toutefois la mise en œuvre d'un tel système nécessite l'existence de couples compatibles matériau de stockage-fluide caloporteur. A. BRICARD [7] a étudié le couple paradichlorobenzène dont la température de fusion est égale à 53°C et l'eau. Il envisage d'en faire un dispositif d'accumulation pour une application à basse température.

L'utilisation des échangeurs à contact direct sied aux applications à haute température mais elle ne semble pas adaptée aux applications à basse température.

#### **I-1-4-4 Les accumulateurs échangeurs à matériaux ultra divisés**

Pour augmenter le rapport surface/volume, des laboratoires ont expérimentés du stockage ultra divisé.

On peut ainsi créer une micro encapsulation du matériau à changement de phase dans un fluide caloporteur compatible.

#### **I-1-4-5 Les accumulateurs échangeurs multi constituants**

De nombreux travaux de recherche ont démontré l'intérêt de l'utilisation de plusieurs matériaux à changement de phase (donc à différentes températures de fusion) dans un même procédé. Il est ainsi possible d'accroître de 30% la puissance thermique du procédé de stockage [6].

### **I-1-5 Méthodes de formulation**

Dans les problèmes à changement de phase, le transfert de chaleur se fait par couplage conduction convection naturelle et s'accompagne d'une mobilité de l'interface. Le phénomène de convection naturelle peut être négligé lorsque la température initiale est proche de la température de fusion.

Deux méthodes de formulation sont souvent proposées :

- ✓ La méthode enthalpique pour les problèmes à changement de phases avec conduction pure.
- ✓ La méthode des phases séparées

#### **I-1-5-1. La méthode enthalpique**

La formulation enthalpique propose une seule équation pour deux phases. L'enthalpie, fonction de la température est discontinue dans la zone de changement de phase.

**Formulation**

✓ Conservation de la masse

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \tag{I-2}$$

✓ Conservation de la quantité de mouvement [1, 5, 9,10]

$$\frac{\delta \vec{v}}{\delta t} + \vec{v} \nabla \vec{v} = \nu \Delta \vec{v} - \frac{\nabla P}{\rho_0} - \beta \vec{g}(T - T_f) \tag{I-3}$$

L'équation de l'enthalpie [5] s'écrit :

$$\rho \frac{dh}{dt} = \nabla (\lambda \nabla T) \tag{I-4}$$

On a

$$\frac{dh}{dt} = \frac{\delta h}{\delta T} \frac{\delta T}{\delta t} \quad \text{et en posant} \tag{I-5}$$

$$C_p = \left( \frac{\delta h}{\delta T} \right)_p \tag{I-6}$$

On obtient finalement :

$$\rho C_p \frac{dh}{dt} = \nabla (\lambda \nabla T) \tag{I-7}$$

**I-1-5-2. La méthode des phases séparées**

Cette méthode traite chaque phase séparément et la température est la seule variable. Elle permet de suivre le déplacement du front de fusion

**Formulation**

En plus des équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, la conservation de l'énergie s'écrit :

- ✓ Dans la phase solide

$$\vec{\nabla} \left( \lambda_s \vec{\nabla} T_s \right) = \rho_s C_s \frac{\delta T_s}{\delta t} \quad (I-8)$$

- ✓ Dans la phase liquide

$$\frac{\delta T_l}{\delta t} + \vec{v} \vec{\nabla} T_l = a_l \Delta T_l \quad (I-9)$$

- ✓ A l'interface [3,5]

$$\rho_s L \vec{v}_i \cdot \vec{n} = \lambda_s \vec{\nabla} T_s \cdot \vec{n} - \lambda_l \vec{\nabla} T_l \cdot \vec{n} \quad (I-10)$$

**I-2 Les matériaux de stockage à changement de phase**

L'utilisation effective et efficace de l'énergie solaire pour les applications thermiques à basse température (0-120) passe par un stockage efficace et économique de cette énergie.

Parmi les différentes techniques de stockage de l'énergie, le stockage par chaleur latente offre beaucoup de possibilité. Mais il faudra surmonter des problèmes majeurs liés à ce type de stockage à savoir la sélection du matériau et l'efficacité du stockage.

Dans ce chapitre nous nous intéressons à l'étude d'un matériau à changement de phase à savoir la paraffine.

**I-2.1 Propriétés idéales d'un matériau à changement de phase**

Un grand nombre de matériaux à changement de phase possède une température de fusion dans la gamme de température (0-120°C). Cependant ils ne peuvent être utilisés comme matériaux de stockage que lorsqu'ils possèdent certaines propriétés thermodynamiques, cinétiques et chimiques qui sont définies à partir d'un certain nombre de critères.

**I-2-1-1 critères thermodynamiques**

Le matériau à changement de phase doit avoir :

- ✓ Une température de fusion dans la gamme de température souhaitée
- ✓ Une chaleur latente par unité de masse élevée (une petite quantité du matériau doit pouvoir emmagasiner une grande quantité de chaleur).
- ✓ Une chaleur spécifique élevée de sorte que le matériau puisse disposer d'une chaleur sensible significative.
- ✓ Une fusion congruente
- ✓ Une petite augmentation de volume pendant la phase de transition.

**I-2-1.2 critères cinétiques**

Le matériau à changement de phase ne doit montrer ou presque pas de phénomène de surfusion.

Le matériau fondu doit se cristalliser à la température de solidification indiquée par les tables thermodynamiques.

**I-2-1-3 critères chimiques**

Le matériau à changement de phase doit montrer :

- ✓ Une stabilité chimique
- ✓ Aucune décomposition chimique de sorte qu'un système de stockage par chaleur latente soit viable
- ✓ Aucune corrosion avec les matériaux de constructions

Aussi le matériau ne doit pas être empoisonnant ; il doit être non inflammable et non explosif.

**I-2-I-4 critères économiques**

Le matériau à changement de phase doit être :

- ✓ Disponible en grande quantité
- ✓ A bon marché

**I-2-2 La paraffine**

A priori aucun matériau à changement de phase ne peut satisfaire tous ces critères. Beaucoup de matériaux ont été étudiés comme de potentiels matériaux à changement de phase, mais peu d'entre eux sont commercialisés. Les matériaux à changement de phase se classent en deux grandes familles : les composés minéraux et les composés organiques.

La paraffine appartient à cette dernière famille. Elles (paraffines) sont des dérivés du pétrole. Ce sont des substances qui ont un teint de cire consistant à la température ambiante. Elles sont essentiellement constituées d'hydrocarbures saturés à chaîne linéaire ou parfois ramifiés avec un groupement méthyle substitué en bout de chaîne. Les paraffines pures, uniquement constituées d'alcane peuvent être caractérisés par leur point de fusion.

Cependant les paraffines existent généralement sous forme de mélange, si bien qu'il n'est pas possible de parler de point de fusion mais plutôt d'une zone de fusion illustrée dans le tableau suivant.

composées	Température de fusion (°C)	Chaleur de fusion (kJ/kg)	Conductivité thermique (W/m.K)	Densité (kg/m <sup>3</sup> )
Paraffine C14	4,5	165	...	
Paraffine C15-C16	8	153	...	
Poly glycol E400	8	99,6	0,187 (38,8°C)	

			0,185 (69,9°C)	
Dimethyl- sufoxide DMS	16,5	85,7	...	
Paraffine C16- C18	20-22	152	...	
Poly glycol E600	22	127,2	0,189 (38,6°C) 0,187 (67°C)	
Paraffine C13- C24	22-24	189	0,21 (solide)	
1-dodecanol	26	200 —	...	
Paraffine C18	28	244	0,148 (40°C) 0,15(solide) 0,358 (25°C)	
1-tetradecanol	38	205	...	
Paraffine C16- C28	42-44	189	0,21(solide)	
Paraffine C20- C33	48-50	189	0,21 (solide)	
Paraffine C22- C45	58-60	189	0,21 (solide)	
Paraffine wax	64	173,6	0,167 (63,5°C) 0,346 (33,6°C)	
Poly glycol E6000	66	190	...	
Paraffine C21- C50	66-68	189	0,21 (solide)	
Biphenyl	71	119,2	...	
Propionamide	79	168,2	...	
Naphtalène	80	147,7	0,132 (83,8°C) 0,341 (49,9°C)	

Erythriol	118	339,8	0,326 (140°C) 0,733 (20°C)	
HDPE	100-150	200	...	
Trans-1,4- polybutadiene	145	145	...	

Tableau I.1 : propriétés de quelques paraffines les paraffines

### I-3 Rappels et définitions de quelques concepts

#### I-3-1 Les différents types de cuisiniers solaires

Bien qu'il existe de nombreuses sortes de cuisinières solaires, elles possèdent toutes plusieurs composantes de base :

- un concentrateur ou une lentille afin d'augmenter l'énergie solaire disponible
- un isolant afin de réduire les pertes de chaleur.

Il y a souvent une cavité, de type four, afin d'y placer la nourriture en vue de la cuire. Les cuisinières solaires peuvent généralement produire des températures de cuisson de 90 à 150 °C (200 à 300 °F), et certaines d'entre elles peuvent même produire des températures allant jusqu'à 230 °C (450 °F)! Grâce à de telles températures, il est possible de cuire pratiquement n'importe quel aliment, tant que le temps est ensoleillé.

Le premier congrès mondial des cuisinières solaires effectué aux états unis en 1992 présente une classification des cuisinières solaires en établissant qu'il en existe trois types de base: cuisinière de type boîte, de type concentrateur et chauffées par des panneaux collecteurs plats.

- ❖ En ce qui concerne le premier type, il est décrit que le nombre de réflecteurs externes utilisés peut varier de zéro à quatre, et qu'ils peuvent être plats ou légèrement concaves. Les désavantages des cuisinières de ce type sont que les températures maximales qu'elles permettent d'atteindre oscillent autour de 150 °C, elles tardent à chauffer et l'accès aux aliments n'est pas facile en général. En contrepartie, elles possèdent les avantages de pouvoir fonctionner efficacement sans intervention de l'utilisateur, de maintenir les aliments chauds pendant une longue période, de ne pas causer d'aveuglement ou de reflet, d'être stables et de ne pas comporter de risque de feu ou de brûlure. De plus, elles peuvent être produites à très

bas prix. Par contre, il semble impossible d'en faire une utilisation quotidienne en situation réelle étant donné qu'elles ne sont pas efficaces sous un ciel nuageux. Certains modèles faciles à transporter, légers et pliables ont été conçus. Elles peuvent agir comme complément aux cuisinières traditionnelles. Lorsque le ciel se couvre de nuages, la nourriture peut être retirée puis la cuisson poursuivie de façon conventionnelle. Quelques expériences ont montré que plusieurs processus de cuisson peuvent être complétés sous une température de 75 °C pendant un peu plus de deux heures.

- ❖ Les cuisinières de type concentrateur possèdent des réflecteurs qui concentrent la lumière solaire sur le récipient utilisé pour la cuisson. Leurs inconvénients sont la nécessité d'une lumière solaire directe et d'une assistance pour orienter l'appareil en direction du soleil à toutes les 15 ou 30 minutes, les aliments se refroidissent rapidement si le focus est perdu ou si des nuages viennent cacher le soleil, elles manquent de stabilité en présence de vents, elles impliquent des risques de feu ou de blessures, elles ennuyent l'utilisateur par des éblouissements ou des reflets au visage, etc. En contrepartie, elles offrent la possibilité d'atteindre rapidement de hautes températures, ce qui permet de cuisiner des fritures ou des rôtis.
- ❖ Les fours avec panneaux collecteurs plats sont des cuisinières chauffées au moyen de collecteurs de ce type. Il existe des modèles possédant deux ou trois réflecteurs plats, qui peuvent fonctionner en utilisant de l'huile ou l'air comme intermédiaire pour transférer la chaleur et qui peuvent soutenir deux pots. Ces cuisinières permettent d'accumuler de l'énergie. Leurs points faibles résident en le fait qu'ils sont volumineux, lourds, difficiles à transporter et plus chers que les deux autres types. Leurs avantages sont la facilité d'utilisation, la possibilité de poursuivre la cuisson lorsque le ciel se couvre, il n'est pas nécessaire de les réorienter continuellement, elles fonctionnent sans l'intervention de l'utilisateur en maintenant la chaleur des aliments durant de longues périodes, elles ne produisent pas d'éblouissement, elles sont stables et elles n'impliquent pas de risques de feu ou de brûlures. Il existe aussi d'autres variétés de modèles de type concentrateur qui possèdent des réflecteurs courbés qui concentrent la lumière solaire en un long champ, ou sera localisé l'appareil de chauffage.

### **I-3-2 Les capteurs plans**

Un capteur plan est essentiellement constitué :

- ✓ d'un panneau noir appelé absorbeur, pourvu d'un réseau de tubulures dans lesquelles circule un fluide caloporteur drainant les calories absorbées vers leur lieu d'utilisation ou de stockage.
- ✓ D'une couverture généralement en verre, simple ou double, destiné à réduire les pertes vers l'avant de l'absorbeur, par rayonnement (effet de serre) et par convection (effet de lame de verre immobile).
- ✓ D'un boîtier contenant le tout et dont les parois sont tapissées d'une couche isolante destinée à réduire les pertes de l'absorbeur vers l'arrière ou les cotés.

Dans tous les systèmes de capteur, le corps qui sert à capter le rayonnement, appelé absorbeur, est généralement noirci afin d'augmenter son coefficient d'absorption. L'absorbeur chauffé cède sa chaleur à un fluide circulant en bon contact thermique avec lui. Dans certains cas, l'absorbeur peut stocker lui-même cette énergie (cas murs trombe). D'un point de vue thermique, la surface absorbante absorbe l'énergie incidente, qu'elle transmet par l'intermédiaire de surfaces d'échanges à un fluide caloporteur. Cette transformation s'effectue plus ou moins efficacement selon, d'une part, le type de capteur, et d'autre part, suivant le niveau de température du fluide caloporteur. Le capteur est le siège de déperdition thermique. Les surfaces chaudes échangent de la chaleur avec l'environnement par rayonnement, conduction et convection

Mais en tout état de cause le fonctionnement du capteur est basé sur le principe de l'effet de serre.

### I-3-3 Effet de serre

Cet effet s'explique par le fait que le verre est un matériau transparent au rayonnement solaire (aux courtes longueurs d'ondes) alors qu'il est presque opaque au rayonnement infrarouge (aux grandes longueurs d'ondes).

Un flux solaire traversant une vitre et venant chauffer un corps derrière cette vitre se trouve donc piégé, puisque le rayonnement émis par ce corps principalement dans l'infrarouge ne traverse la vitre (fig. III.1)

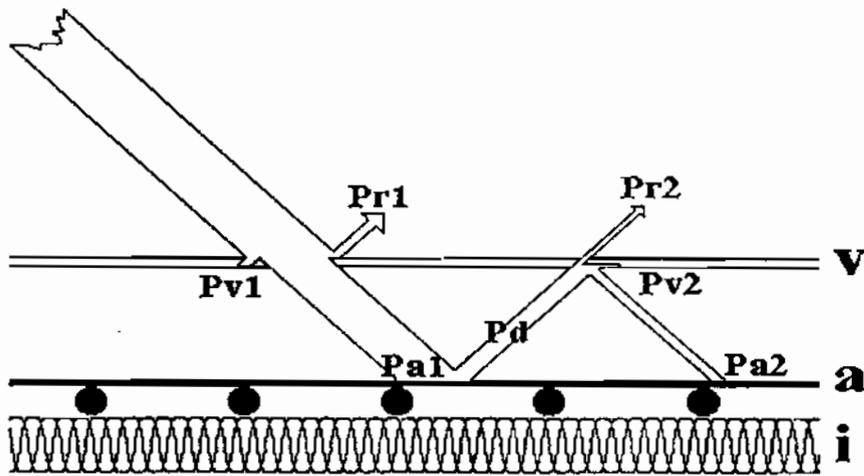


Figure.I 1 : principe de l'effet de

En effet le rayonnement solaire ne traverse pas entièrement le vitrage **V** du capteur car une petite partie (**Pr1**) est réfléchi par la vitre, surtout si l'angle d'incidence est fort.

Malgré l'excellente transparence du verre, une petite partie (**Pv1**) de l'énergie reçue sera absorbée par le verre.

Du rayonnement reçu par l'absorbeur **a**, une partie (**Pd**) sera re-rayonnée ou communiquée à l'air ambiant par convection.

Une partie (**Pr2**) de **Pd** va traverser la vitre et sera perdue définitivement, une autre partie (**Pv2**) sera absorbée par la vitre et le reste retournera vers l'absorbeur (**Pa2**).

On négligera les pertes au travers de l'isolant **i**.

C'est le rapport entre la puissance absorbée  $P_a = P_{a1} + P_{a2}$  et la puissance solaire reçue par le capteur, qui détermine son rendement.

Le rendement peut être amélioré en :

- utilisant un verre le plus transparent possible pour réduire **Pv1** et **Pv2**.
- ajoutant une deuxième vitre (double vitrage) pour diminuer **Pr2**, à condition que l'absorption par la deuxième vitre n'annule pas les gains d'isolation qu'elle apporte.
- faisant travailler le capteur à la température la plus basse possible. On diminue alors les pertes **Pd**.

### 1-3-4 Effet thermosiphon

Thermosiphon veut dire que la circulation de la chaleur passe des capteurs au ballon naturellement sans pompe ou autre dispositif, grâce à les différences de température. En effet **la densité de l'eau diminue quand sa température augmente**, l'eau réchauffée dans les capteurs solaires tend à remonter vers la surface, sa circulation étant facilitée par le fait que l'élévation de température diminue sa viscosité : C'est l'effet de "thermosiphon" : l'eau froide s'enfonce, puis se réchauffe, puis remonte. Pour ce faire, le ballon doit impérativement être placé plus haut que les capteurs et les circuits hydrauliques doivent être installés dans les règles de l'art afin de faciliter la thermo circulation.

Si les pertes de charge sont trop importantes (tuyauterie trop longue et trop étroite, les conditions à la paroi interne très mauvaises,...) l'eau est trop « freinée » et peut même ne plus circuler. Par compte si la tuyauterie est trop large, l'eau circule librement, mais trop lentement et le rendement est moins bon.

Aussi une certaine différence de hauteur,  $H$  entre le milieu du réservoir et le milieu de l'isolatcur est nécessaire pour le fonctionnement du thermosiphon.

Les expériences montrent que cette différence de hauteur dépend du diamètre de la tuyauterie, de sa longueur etc.... Elle est recommandée généralement égale à 30cm ou plus.

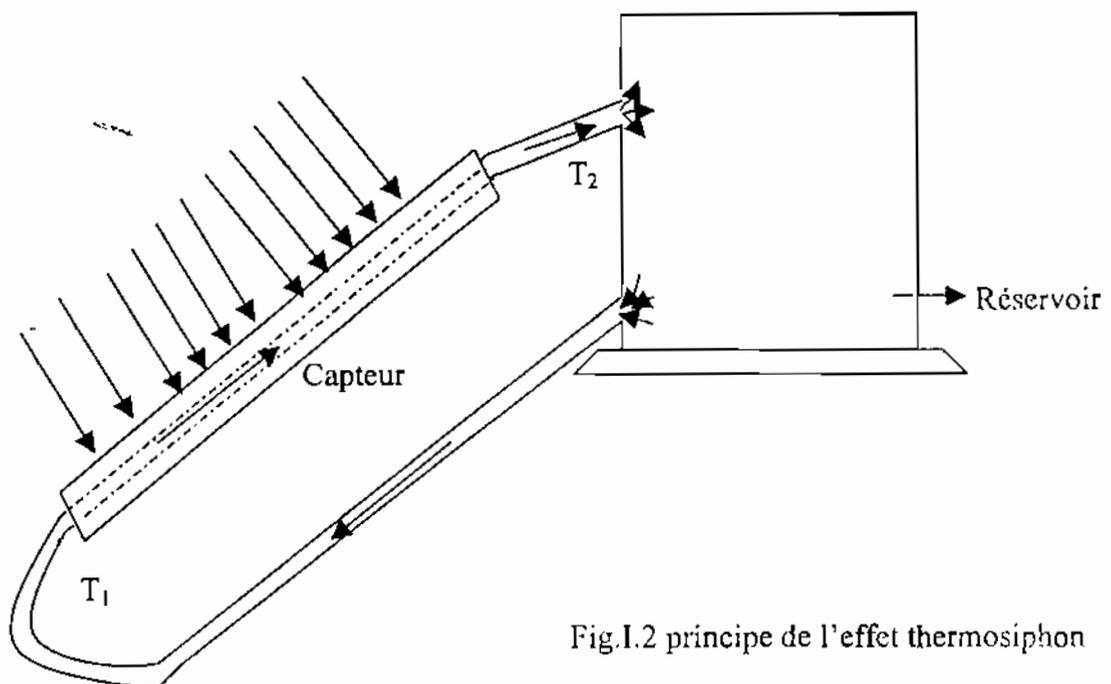


Fig.I.2 principe de l'effet thermosiphon

### I-3-5 Capteur à concentration

. Ce type de capteurs ayant besoin, en effet, du rayonnement solaire direct (lorsque le soleil est visible), on constate de manière évidente que leur utilisation restera très limitée (entre 1.500 et 1.700 heures d'ensoleillement par an en moyenne).

Les concentrateurs solaires utilisent des surfaces réfléchissantes (miroirs) paraboliques ou cylindro-paraboliques pour concentrer les rayons solaires respectivement dans le foyer ponctuel ou dans le foyer linéaire de ces surfaces. Dans le foyer ponctuel ou le long du foyer linéaire se trouvent les récepteurs (absorbateurs) qui captent la chaleur solaire ainsi concentrée.

Naturellement, ces concentrateurs doivent suivre le mouvement du soleil. Dans un concentrateur cylindro-parabolique, le fluide caloporteur (eau, huile thermique ou gaz) peut être porté à environ 400C. Dans les concentrateurs paraboliques, on peut obtenir des températures plus élevées (jusqu'à 1.500C). Ces types de collecteurs solaires sont plus adaptés pour la production de chaleur industrielle et d'électricité.

### I-3-6 Les lois d'échanges thermiques

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température ; c'est le concept d'échanges thermiques.

La littérature traitant du transfert de la chaleur reconnaît généralement trois mode de transmission de la chaleur : conduction, rayonnement, et convection.

#### I-3-6-1 Conduction :

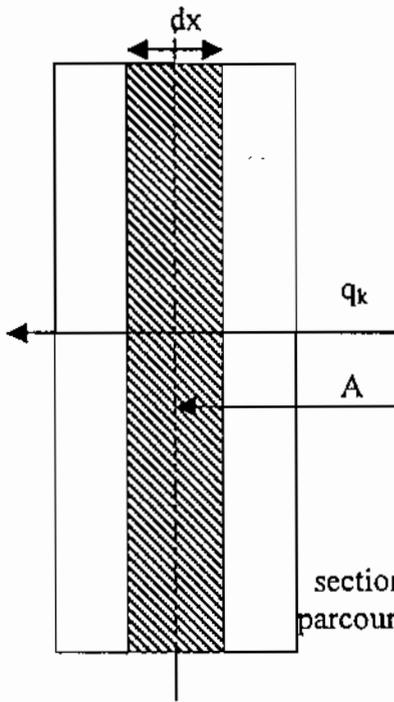
Ce mode d'échange tend à une distribution homogène, au sein du milieu, de l'énergie cinétique moyenne des diverses particules par diffusion des zones où la valeur moyenne de cette énergie (c'est-à-dire la température) est élevée, vers les zones où elle est plus faible.

La loi correspondant à ce processus de diffusion de la chaleur est telle que la densité  $\phi$  du « courant » de chaleur en un point, appelée encore densité de flux, est une fonction linéaire du gradient de température en ce point  $\vec{\phi} = \vec{\lambda} \text{ grad } T$ . Cette loi dite loi de FOURIER, se démontre à partir des lois de la mécanique statistique appliquée aux molécules, atomes ou électrons libres du milieu considéré.

La conduction est le seul mécanisme au duquel la chaleur peut s'écouler dans les corps solides.

La relation fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction proposée en 1822 par J.FOURRIER peut s'écrire de façon pratique par :

Elle établie que :  $q_k = -K \frac{AdT}{dx}$  (I-11)



$q_k$  = le flux de chaleur par conduction transmis dans le matériau

$k$  = la conductivité thermique du matériau. (kcal/h.m.°c)

$A$  = l'air de la section à travers laquelle s'écoule

de la chaleur par conduction. Cette section est mesurée perpendiculairement à la direction du flux thermique

$\frac{dT}{dx}$  = le gradient de la température dans la

section. C'est à dire le rapport de la variation de la Température  $T$  à la distance parcourue par le flux thermique.

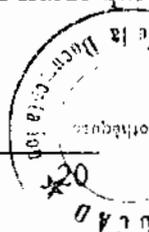
Fig.I.3 la conduction

Le signe (-) tient compte du fait que le sens positif des  $x$  étant le même que celui de l'écoulement de la chaleur, et qu'en outre le deuxième principe de la thermodynamique impliquant nécessairement que la chaleur s'écoule des points les plus chauds vers les points les plus froids, le flux serait donc positif lorsque le gradient de température est négatif.

### I-3-6-2 La convection :

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

Le phénomène de convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes.



D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Ainsi l'énergie est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

Cependant la transmission de chaleur par convection est désignée selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée.

La convection est naturelle ou libre lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de température. Par contre elle est forcée si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur...

Ainsi l'efficacité de la transmission de chaleur par convection dépend largement du mouvement du fluide.

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

$$q_c = h_c A \Delta T \quad (I-12)$$

Où  $q_c$  = flux de chaleur par convection (W)

$A$  = aire de la surface de transmission de chaleur ( $m^2$ )

$\Delta T$  = différence entre la température de la surface  $T_s$   
et celle du fluide  $T_\infty$

$h_c$  = coefficient d'échange de chaleur par convection

( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

La détermination de  $h_c$  est difficile car le mécanisme de convection est complexe. ainsi il faut noter que la valeur numérique de  $h_c$  dans le système dépend de la forme géométrique de la surface, de la vitesse, des propriétés physiques du fluide et de la température...

Aussi pour le cas où le flux de chaleur doit traverser différentes couches composites on définit un coefficient global  $U$  de transfert tel que :

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (I-13)$$

$$\text{Où } UA = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (I-14)$$

Et  $T_{lm}$  = moyenne logarithmique de la différence de température

$R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  étant les différentes résistances thermiques du système rencontrées par le flux

### I-3-6-3 rayonnement

#### I-3-6-3-1 rayonnement solaire

##### ❖ L'astre solaire

Le soleil est une étoile de 1391000 Km de diamètre formée il y'a 5 milliards .la température du cœur est de l'ordre de  $10^7$ K. Les réactions de fusion nucléaire y transforment l'hydrogène en hélium en libérant  $4.10^9$  kg/s d'énergie de masse [11]

##### ❖ La constante solaire

L'énergie reçue, à la limite de l'atmosphère, par une surface disposée horizontalement à la direction du soleil est appelée constante solaire  $I_0$  [5]

$$I_0 = 1380W / m^2 \quad (I-15)$$

L'orbite terrestre est une ellipse dont le soleil occupe l'un des foyers. La distance terre soleil est donc variable durant l'année. Bien que faible, cette variation doit être prise dans les calculs énergétiques. Il faut introduire une correction C. l'énergie reçue est alors :

$$I'_0 = I_0 C \quad (I-16)$$

Avec :

$$C = 1 + 0,034 \cos(0,98n - 2) \quad (I-17)$$

n étant le numéro du jour

### ❖ L'effet de l'atmosphère sur le flux solaire

Le rayonnement solaire est modifié dans l'atmosphère à travers trois mécanismes :

- ✓ L'absorption par les gaz
- ✓ La diffusion moléculaire de Rayleigh
- ✓ La diffusion par les aérosols, par les poussières et par les nuages.

Ainsi le rayonnement solaire parvient au sol sous deux formes : le rayonnement direct et le rayonnement diffus.

#### ➤ Rayonnement solaire direct

Du fait de l'absorption par les gaz et les poussières, le rayonnement solaire s'atténue en traversant l'atmosphère.

L'intensité du rayonnement direct reçu par un plan d'orientation quelconque, incliné d'un angle  $\beta$  par rapport à l'horizontale et d'un angle d'incidence  $\theta$  entre la direction du soleil et la normale au plan s'écrit :

$$I_D = I_0 \cos \theta \exp(-m\xi) \quad (I-18)$$

L'angle d'incidence est déterminé par la relation suivante :

$$\cos \theta = \cos \beta \sin H + \sin \beta \cos H \cos(\psi - \gamma) \quad (I-19)$$

$\beta$  : inclinaison de la surface par rapport à l'horizontale

$\gamma$  : l'orientation de la surface par rapport au sud

$\psi$  : azimut du soleil

L'azimut est donné par les relations :

$$\cos \psi = \frac{\cos \delta \cos \omega \sin \varphi - \sin \delta \cos \varphi}{\cos H} \quad (I-20)$$

$$\sin \psi = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos H} \quad (I-21)$$

Le flux dépend aussi du nombre de masse atmosphère, lui-même dépendant de la hauteur du soleil, de la pression atmosphérique, de la pression et de l'altitude du milieu [11] :

$$m = \frac{1}{\sin H} (0,89)^z \frac{P}{P_0} \quad (I-22)$$

La densité optique est obtenue à partir des relations suivantes [42]

-ciel pur :  $e^{-\tau} = 0,74$  (I-22)

-conditions normales :  $e^{-\tau} = 0,68$  (I-23)

-zones industrielles :  $e^{-\tau} = 0,60$  (I-24)

### ➤ Le rayonnement solaire diffus

Une partie du rayonnement solaire hors atmosphère est diffusée par les aérosols, les molécules gazeuses, les nuages et le sol lors de la traversée de l'atmosphère.

L'intensité du rayonnement solaire diffusé est donnée par la relation :

$$I_d = D_0 \left[ \frac{1 + \cos \beta}{2} + aG \frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \quad (I-25)$$

- $a$  représente l'albédo du sol, il peut être déterminé à partir du tableau suivant [12]

Sol	Valeur estimée en %	Valeur moyenne en %
Sol nu, pierres	4 à 25	12
Sable	20 à 40	30
Terre labourée	10 à 30	20
Neige fraîche	70 à 90	80

Tableau I-2 : albédo du sol

$D_s$ : rayonnement diffus reçu par le sol. Il est obtenu à partir des corrélations suivantes [13]

$$\text{- ciel pollué : } D_s = 167(\sin H)^{0.4} \quad (I-26)$$

$$\text{- ciel moyen : } D_s = 125(\sin H)^{0.4} \quad (I-27)$$

$$\text{- ciel très pur : } D_s = 94(\sin H)^{0.4} \quad (I-28)$$

#### ➤ rayonnement solaire au sol

Le rayonnement global  $G_h$  est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus :

$$G_h = I_D + I_d \quad (I-29)$$

-pour une surface disposée horizontalement :

$$G_h = I_0 \cos \theta \exp(-m\xi) + D_s \quad (I-30)$$

-pour une surface disposée verticalement :

$$G_h = I_0 \cos \theta \exp(-m\xi) + D_s + \frac{aG^1}{2} \quad (I-31)$$

### 6.3.2 rayonnement de grandes longueurs d'onde

Le rayonnement de grandes longueurs d'onde provient du ciel et des objets environnants (bâtiments, voitures...)

#### ❖ rayonnement de la voûte céleste

L'énergie rayonnée par la voûte céleste sur une paroi est donnée par la relation :

$$\Phi_C = h_{rc} S_p (T_C - T_{Pa}) \quad (I-32)$$

Pour pouvoir évaluer le coefficient d'échange par rayonnement  $h_{rc}$ , nous admettons que l'environnement en ce qui concerne les grandes longueurs d'onde peut être caractérisé par une température radiante moyenne [14] telle que :

$$T_m = \frac{T_{pa} + T_c}{2} \quad (I-33)$$

La température du ciel est définie par la relation [12]

$$T_c = \varepsilon_c^{0,25} T_{ext} \quad (I-34)$$

Où  $\varepsilon_c$  est l'émissivité du ciel, elle est définie comme suit :

$$\varepsilon_c = 1 - (1 - \varepsilon_c^0)(1 - 0,5\eta_c) \quad (I-35)$$

$\eta_c$  est la nébulosité du ciel en dixième et  $\varepsilon_c^0$  est l'émissivité du ciel pour un temps clair.

- pour le jour :

$$\varepsilon_c^0 = 0,770 + 0,0038T_{ros} \quad (I-36)$$

-pour la nuit :

$$\varepsilon_c^0 = 0,752 + 0,048T_{ros} \quad (I-27)$$

La température de rosée est déterminée par la relation suivante :

$$T_{\text{ros}} = \frac{5125,25}{\frac{5125,25}{T_{\text{ext}} + 273} - \log H_r} \quad (I-38)$$

$H_r$  représente l'humidité relative de l'air en pourcentage. De sorte qu'on peut établir que :

$$h_{rc} = 4\sigma\alpha \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) T_m^3 \quad (I-39)$$

#### ❖ rayonnement des objets environnants

L'énergie rayonnée par les objets environnants sur une paroi inclinée d'un angle par rapport à l'horizontale est :

$$\Phi_{rc} = h_{r,\text{ext}} S_{\text{pa}} (T_{\text{ext}}^3 - T_{\text{pa}}^3) \quad (I-40)$$

Avec

$$h_{r,\text{ext}} = 4\alpha \frac{1 - \cos \beta}{2} T_{\text{ext}}^3 \quad (I-41)$$

*CHAPITRE II*

**MODELISATION**

## II MODELISATION

### II.1. Model choisi

Le model choisi est celui de la fig.II.1. Il est constitué des différentes parties que sont :

- le capteur solaire
- la tuyauterie
- le réservoir d'accumulation
- l'isolation

En effet l'eau contenue dans le capteur est chauffée par le phénomène de l'effet de serre. La circulation du fluide caloporteur (eau) vers le réservoir de stockage (réservoir d'accumulation) la tuyauterie se fera par thermosiphon.

Le réservoir de stockage est constitué de trois parties :

- une partie contenant la paraffine
- une partie contenant l'eau, fluide caloporteur
- le tout enveloppé dans une bonne isolation

On dimensionne le réservoir de stockage de telle sorte que le débit puisse nous permettre de maintenir un certain niveau d'eau chaude dans le réservoir.

Ainsi l'eau chaude (fluide caloporteur) va d'une part nous permettre soit d'utiliser directement son énergie (application directe), ou d'accumuler cette énergie dans notre système de stockage (paraffine) pour une utilisation ultérieure.

Le couvercle nous permet d'accéder à l'intérieur de la cuisinière pour mettre en place la marmite en cas de cuisson ; en cas de non utilisation, le couvercle nous permet d'isoler thermiquement l'intérieur de la cuisinière.

Une bonne isolation autour de la tuyauterie et de l'accumulateur nous permet de minimiser les pertes thermiques.

Ainsi l'eau sort du capteur à une température  $T_1$ , cède l'essentielle de son énergie à l'utilisation ou/et à l'accumulation et sort à la température  $T_2$  pour recommencer le cycle au niveau du capteur.

### II.2 La description du model

Cette partie du travail est consacrée à la description détaillée du model sur lequel nous allons travailler. Ce système comprend :

- le capteur solaire
- la tuyauterie
- le réservoir d'accumulation
- l'isolation

**❖ Présentation détaillée****➤ le capteur solaire**

Pour mener l'étude du stockage dans l'accumulateur un capteur solaire est choisi de sorte qu'il puisse nous fournir une température de 65°C à l'entrée du réservoir de stockage pour en sortir à la température de 45°C.

**➤ la tuyauterie**

En même temps que le capteur elle doit être assez calorifugée pour éviter les pertes afin de satisfaire les paramètres d'entrées et de sorties de l'accumulateur qu'on s'est fixés.

**➤ le réservoir de stockage**

Le réservoir de stockage, essentiellement fait de tôles d'acier galvanisé est constitué de deux compartiments séparés par une tôle en acier galvanisé dont l'un contient le MCP (la paraffine) et l'autre l'eau.

Le réservoir a une structure parallélépipédique dont les dimensions seront spécifiées dans le chapitre (IV). Ses faces latérales sont isolées par du polystyrène expansé. Les dimensions du réservoir et l'épaisseur de l'isolation seront déterminés au chapitre III

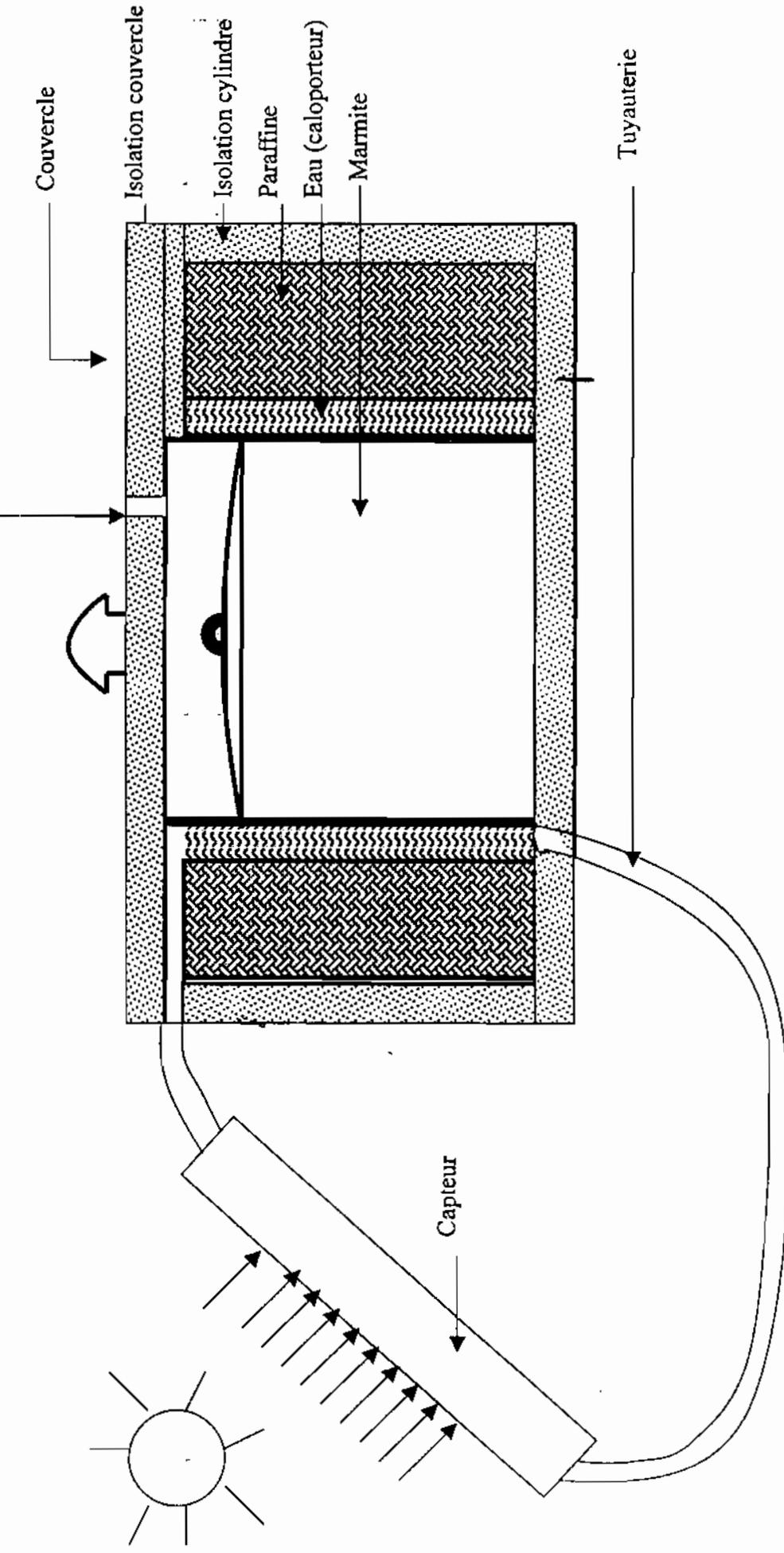


Fig.II.1 model de cuisinière choisi

### ***II-3 Modélisation du système***

Dans cette partie nous présenterons un modèle mathématique qui permet de décrire le comportement thermique du système de stockage. Pour cela des hypothèses simplificatrices seront nécessaires. Les paramètres thermo physiques (masse volumique, conductivité et capacité calorifique) sont indépendants de la température.

#### **II-3-1 Position du problème**

Notre problème est un problème de détermination du champ thermique spatio-temporel dans un liquide (l'eau contenue dans l'accumulateur), champ régi d'une part par la capacité du capteur et d'autre part par le matériau à changement de phase avec transfert de chaleur par conduction dans les phases solides et liquides.

Le nœud du sujet porte sur l'étude d'un système de stockage donc sur l'amélioration d'un système déjà existant (cuisinière solaire). Notre étude sera axée sur l'accumulateur. En effet on a choisi d'améliorer le système en améliorant son accumulateur c'est-à-dire en stockant son énergie dans un matériau à changement de phase. Ce matériau restituera cette énergie en cas de besoin. Le matériau à changement de phase est soumis à un flux variable. La connaissance de ce champ thermique permettra de suivre l'évolution de la température de l'eau dans l'accumulateur qui détermine ou fait l'utilisation (la cuisinière).

L'accumulateur est un cube qui contient un matériau à changement de phase (paraffine) absorbant la chaleur d'un liquide caloporteur (eau).

Ce matériau à changement de phase est soumis à un flux variable. L'évolution de la température de la paraffine, une fonction de la température de l'eau d'une part et de l'utilisation d'autre part dépendra principalement de la détermination du champ thermique dans le matériau à changement de phase. Mais dans la pratique des hypothèses simplificatrices peuvent être émises afin de contourner beaucoup de difficultés liées à la résolution d'équations parfois non linéaires. Résolution qui s'avère parfois très délicats.

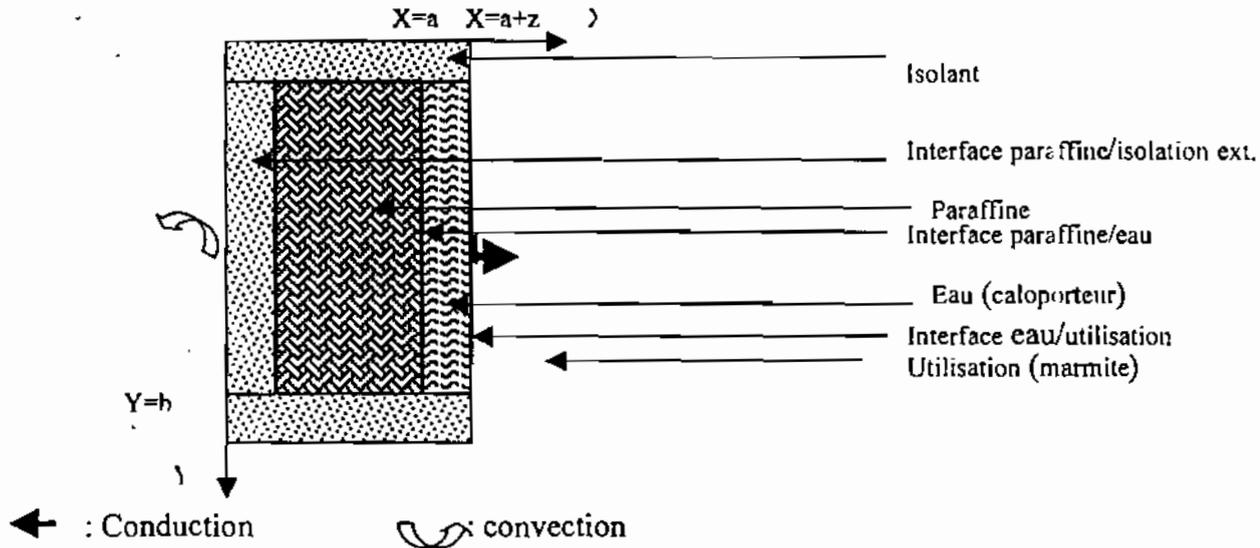


Fig.II.2 échanges thermiques dans une section de l'accumulateur

### II-3-2 Formulation des équations régissant le champ thermique dans l'accumulateur

#### II-3-2-1 Equation régissant la température de l'eau

L'étude théorique de la température de l'eau dans l'accumulateur nous permet de prévoir l'évolution de la température de celle-ci (caloporteur).

Pour cela il faut considérer deux états de l'eau : un premier état où l'eau (caloporteur) reçoit son énergie du capteur et la transmet à la paraffine (stockage) et un deuxième état où l'eau devra récupérer la chaleur emmagasinée par la paraffine (déstockage)

✓ dans le cas du stockage où l'eau reçoit son énergie du capteur et la cède à la paraffine :

On peut écrire (si on néglige les pertes de la canalisation):

Chaleur récupérée par l'eau au niveau du capteur = chaleur fournie à l'eau du réservoir

$$\text{Soit : } Q = \dot{m} C_{p, \text{eau}} (T_2 - T_1) = m C_{p, \text{eau}} \frac{\Delta T}{\Delta \tau} \quad (\text{II.1})$$

Avec :

$\dot{m}$  = débit massique de l'eau (Kg/h) pendant l'intervalle de temps  $\Delta \tau$

$T_1$  = température de l'eau à l'entrée du capteur à l'instant  $t$ .

$T_2$  = température de l'eau à la sortie du capteur à  $t + \Delta \tau$

$\Delta T$  = augmentation de la température du volume total d'eau contenue dans l'accumulateur durant  $\Delta \tau$ .

$\Delta \tau$  = intervalle de temps choisi pour prendre les mesures.

$m$  = masse d'eau dans l'accumulateur

Pour des intervalles de temps très faibles on peut écrire que :

$$\dot{m} C_{p,eau} (T_2 - T_1) = m C_{p,eau} \frac{\delta T}{\delta t} \quad (II.2)$$

Il à noter que  $\frac{\delta T}{\delta t}$  représente le taux de variation de température de la masse d'eau se trouvant dans tout le système durant l'intervalle de temps considéré. La différence  $(T_2 - T_1)$  note de sa part l'écart de température entre la sortie et l'entrée du capteur durant le même temps.

D'où nous pourrions tracer le graphe du débit en fonction du temps en prenant soin de bien noter à chaque intervalle de temps, l'augmentation de la température correspondante de l'eau du réservoir. Des méthodes de détermination du débit comme l'utilisation du débitmètre etc.... peuvent être utilisées.

- ✓ dans le cas du déstockage où maintenant c'est l'eau qui récupère de la chaleur à partir de la paraffine.

Les échanges thermiques dans cette partie de l'accumulateur sont essentiellement conductifs entre la paroi qui constitue l'interface paraffine/eau et l'eau et l'intérieur de l'eau stockée.

Le bilan thermique dans l'eau s'écrit :

$$\frac{\delta T_e}{\delta t} = \alpha_s \left( \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta T_e}{\delta y^2} \right) \quad (II.3)$$

#### ❖ Conditions aux limites

- ✓ A  $x = a$

A  $x = a$  l'eau est limitée par la paraffine, on peut donc écrire :  $T = T_e$

- ✓ A  $x = a+z$

On a un échange de chaleur entre l'eau et la marmite, on peut donc écrire que le flux est égale à :

$$\varphi = \varphi_e \quad (II.5)$$

### II-3-2-2 Équation régissant la chaleur dans la paraffine

Nous faisons l'hypothèse que le champ thermique dans la paraffine est bidimensionnel. Le plan d'étude est le plan XOY car nous considérons qu'à  $x$  et  $y$  constants le champ ne varie pratiquement pas.

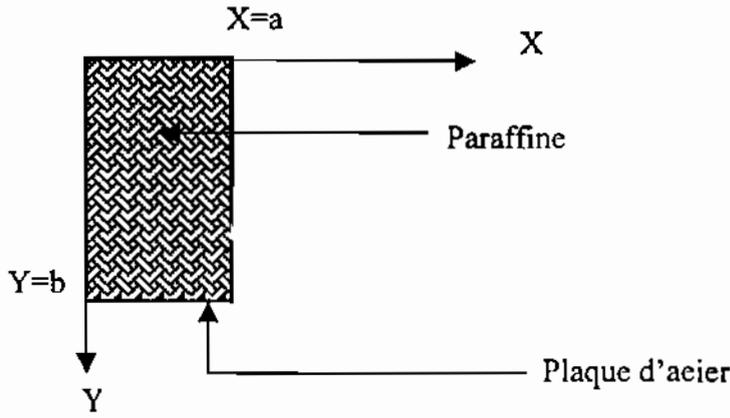


Fig.II.3 représentation de la paraffine dans le repère cartésien

### ❖ Equation de la chaleur dans la phase solide

Dans la phase solide, la conduction est le seul mode de transfert de la chaleur dans la paraffine. La seule équation à modéliser est l'équation de diffusion de la chaleur.

$$\frac{\delta T}{\delta t} = a_{ps} \Delta T \quad (II.6)$$

En coordonnées cartésiennes, l'équation s'écrit :

$$\frac{\delta T}{\delta t} = a_{ps} \left( \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} \right) \quad (II.7)$$

### ❖ Conditions initiales et conditions aux limites

#### ✓ Conditions initiales

On pose :  $T(x, y, t=0) = T_0(x, y)$  (II.8)

#### ✓ Conditions aux limites

➤ A  $x=a$

La continuité du flux nous permet d'écrire :

$$\varphi_p(x, y=b) = \varphi_e \quad (II.9)$$

➤ A  $x=0$  :

On considère que la paraffine est parfaitement isolée sur sa surface supérieure, des lors le flux est nul sur cette surface :

$$\varphi_p(x, y=0, t) = 0 \quad (II.10)$$

➤ Aux surfaces  $y=0$  et  $y=b$  :

Les parois de haut et de bas sont parfaitement isolées, dès lors le flux est nul sur ces deux surfaces  
Soit :

$$\varphi_p(x=0, y, z) = 0 \quad (II.11)$$

Et

$$\varphi_p(x=a, y, z) = 0 \quad (II.12)$$

➤ **À l'interface solide liquide**

La condition à l'interface traduit l'équilibre thermique entre la phase solide et la phase liquide.  
Si  $v_f$  désigne la vitesse de l'interface :

Le bilan s'écrit :

$$\rho_s L_f \vec{v}_f \cdot \vec{n} = \lambda_s \nabla T_s \cdot \vec{n} - \lambda_l \nabla T_l \cdot \vec{n} \quad (II.13)$$

$\vec{n}$  Désigne la normale à la frontière dirigée vers l'extérieur du domaine liquide  $D_l$

$L_f$  désigne l'enthalpie de fusion

Le terme  $\nabla T_s \cdot \vec{n}$  représente le flux de conduction pénétrant dans le solide.

En coordonnées cartésiennes, le bilan thermique à l'interface se met sous la forme :

$$\rho_s L_f \frac{\partial y}{\partial t} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x} \quad (II.14)$$

Avec :  $T(x, y = y_f, t) = T_f \quad (II.15)$

❖ **Equation de la chaleur dans la phase liquide**

La paraffine absorbant la chaleur du caloporteur est complètement fondue, par conséquent le transfert thermique est dominée par la conduction.

L'équation à modéliser est l'équation de diffusion de la chaleur dans le liquide :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_{pl} \Delta T \quad (II.16)$$

En coordonnées cartésiennes, l'équation s'écrit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_{pl} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (II.17)$$

### **II-3-3 Méthodes de résolution**

La mobilité du front de fusion rend complexe l'évolution du champ de température. Cela confère aux problèmes à changement de phase leur non linéarité.

Des lors, ils ne peuvent être résolus que par des méthodes numériques, elles permettent d'approximer un système d'équations différentielles par un système d'équations algébriques.

Les méthodes numériques peuvent être classées en trois grandes catégories :

- ✓ les méthodes analytiques
- ✓ les méthodes intégrales
- ✓ les méthodes de discrétisation

#### **II-3-3-1 Les méthodes analytiques**

Les résultats numériques sont obtenus à partir de fonctions explicitées ou des développements en série de fonctions connues.

Les solutions analytiques sont limitées pour un nombre restreint de problèmes où le changement de phase est dans un milieu infini ou dans un domaine semi infini [13]

#### **II-3-3-2. La méthode intégrale**

la solution exacte est remplacée par une combinaison de fonctions donnée a priori et dans laquelle les paramètres inconnus sont obtenus à partir des conditions obtenues par des intégrations sur le domaine du problème.

D.Y.S.LOU [14] a étudié en 1982 la solidification du sel de Glauber à partir de la méthode intégrale.

#### **II-3-3-3. La méthode de discrétisation**

L'ensemble continu des valeurs prises par les variables dans l'espace et dans le temps est remplacé par des valeurs prises par les grandeurs physiques en un nombre fini de points. Le volume entourant chaque point du réseau est dans un état d'équilibre thermodynamique. Entre deux points du réseau les grandeurs physiques doivent varier de manière régulière et faible.

Il existe trois méthodes de discrétisation :

- ✓ la méthode des différences finies
- ✓ la méthode des éléments finis
- ✓ les méthodes des volumes de contrôle finis

### II-3-4 Résolution numérique

Les problèmes à changement de phase sont non linéaires du fait de la mobilité du front de fusion ou de solidification. La complexité de tels problèmes fait qu'ils ne peuvent être résolus que de façon numérique.

Nous procéderons donc par méthodes de discrétisation pour simuler surtout le comportement de la paraffine dans le compartiment qui la contient.

Ils existent plusieurs méthodes de discrétisation, mais pour la suite nous utiliserons la méthode des différences finies parce qu'étant la méthode la plus indiquée en géométrie classique (cylindre, parallélépipède).

Le principe des différences finies repose sur la substitution d'une fonction continue par une fonction discrète connue en un certain nombre de points du domaine et aux instants  $t_n$ . Les dérivées partielles sont approximées à partir des développements limités en série de Taylor jusqu'à un certain ordre et une certaine précision.

#### II-3-4-1. Discrétisation des équations

Pour déterminer la valeur des température discrètes, on doit discrétiser les équations aux dérivées partielles.

- ✓ Pour l'équation régissant la température de l'eau, on a :

$$\frac{\delta T_e}{\delta t} = a_e \left( \frac{\delta^2 T_e}{\delta x^2} + \frac{\delta T_{e,j}}{\delta y^2} \right) \quad (II.18)$$

Et donc l'équation [V.18] dans sa forme discrétisée est :

$$\frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^n}{\Delta t} = \frac{a_e}{\Delta x_e^2} (T_{i-1,j}^n - 2T_{i,j}^n + T_{i+1,j}^n) + \frac{a_e}{\Delta y_e^2} (T_{i,j-1}^n - 2T_{i,j}^n + T_{i,j+1}^n) \quad (II.19)$$

- ✓ Pour l'équation régissant la chaleur dans la paraffine (solide comme liquide), on a :

$$\frac{\delta T}{\delta t} = a_p \left( \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} \right) \quad (II.20)$$

Et donc l'équation dans sa forme discrète s'écrit :

$$\frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^n}{\Delta t} = \frac{\alpha_p}{\Delta x^2} (T_{i+1,j}^n - 2T_{i,j}^n + T_{i-1,j}^n) + \frac{\alpha_p}{\Delta y^2} (T_{i,j-1}^n - 2T_{i,j}^n + T_{i,j+1}^n) \quad (II.21)$$

✓ Pour l'équation de l'évolution de l'interface solide liquide :  $\rho_s L_f \frac{\delta y}{\delta t} = \lambda_s \frac{\delta T_s}{\delta y} - \lambda_l \frac{\delta T_l}{\delta y}$

(II.22)

La forme discrétisée s'écrit :

$$\rho_s L_f \frac{(y_i^{n+1} - y_i^n)}{\Delta t} = \lambda_s \frac{(T_{i,j}^n - T_{i,j}^n)}{\Delta y} - \lambda_l \frac{(T_{i,j}^n - T_{i,j-1}^n)}{\Delta y} \quad (II.23)$$

L'avantage de cette technique est que chaque équation ne contient qu'une seule inconnue. Par contre, n'importe qu'elle valeur du paramètre  $M = \frac{\Delta x^2}{\alpha \Delta t}$  reliant les incréments de temps et d'espace ne saurait convenir. En effet le coefficient  $(1-2/M)$  de  $T_i$  ne peut être négatif, car cela imposerait que la valeur de la température au temps  $t+\Delta t$  soit d'autant plus faible que sa valeur au  $t$  est grande. Cette situation fait apparaître une instabilité de calcul, qui se traduit par des oscillations des valeurs de la température, qui vont en s'empilant. On montre que la condition de stabilité pour un nœud interne impose  $M > 2q$ ,  $q$  définissant le nombre de variables géométriques



*CHAPITRE III*

**CALCULS NUMERIQUES**

### III-1 DETERMINATION DU COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT DE CHALEUR

Nous nous intéressons ici au coefficient global de transfert de chaleur entre la surface extérieure du tube de cuivre et l'eau à l'intérieur de ce même tube, dont on peut connaître les températures par des séries de mesures expérimentales.

Le coefficient global de transfert de chaleur est défini comme suit :

$$U = \frac{q}{A\Delta T} \quad (III.1)$$

Où

UA représente l'inverse de la résistance thermique globale des divers éléments que rencontre le flux de chaleur pour passer du tube de cuivre à l'eau de circulation.

Sur la figure (II.1) ci-dessus on a indiqué comment s'effectuaient la transmission de chaleur ainsi que les pertes depuis l'extérieur jusqu'à l'eau ; ceci en négligeant l'absorption du verre.

Ainsi il serait à l'occasion utile d'expliquer en détail avant de passer, quelle est la cause de ces pertes de l'intérieur vers l'extérieur et quelle est l'utilité de la couverture transparente

Le corps noir a la propriété d'absorber et d'émettre la plus grande quantité de rayonnement à toutes les longueurs d'ondes. Il s'en suit que, la surface extérieure du tube de cuivre peinte en noir absorbe le rayonnement transmis par le verre augmentant ainsi sa température.

Une partie de ce rayonnement absorbé est transmise à l'eau par conduction et l'autre partie réémise vers l'espace confiné. Ainsi l'espace confiné voit également sa température augmentée par l'effet combiné de la réémission de la surface noire du rayonnement incident transmis par le verre, et de la réflexion de celle-ci. Cet espace confiné recevant continuellement cet effet combiné de flux de chaleur, transmet de son côté une partie de sa chaleur au tube de cuivre et ensuite c'est le passage vers l'eau jusqu'à ce qu'il s'effectue un flux net de chaleur de l'espace confiné à l'eau. Mais ce flux net serait encore moindre s'il n'y avait pas la présence du verre en ce sens que toute la réémission de la surface noire serait perdue (c'est-à-dire dissipée dans l'atmosphère). C'est là que réside l'intérêt de l'EFFET DE SERRE.

Le verre étant transparent aux petites longueurs d'ondes (celles du soleil) et opaque aux grandes longueurs d'ondes (celles du corps chaud) transmet le rayonnement solaire mais ne laisse pas passer

celui qui est réémis par le tube de cuivre. Ainsi le rayonnement émis par la surface noire du tube de cuivre reste emprisonné dans la SERRE. Cependant, même avec la SERRE, des pertes de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur existent toujours.

Cela tient du fait que le verre est d'une part conducteur thermique (bien que n'étant pas très bon conducteur,  $\lambda=2$  kcal/h.m.°C) d'autre part elle a une paroi en contact avec l'air ambiant (température ambiante inférieure à celle de l'espace confiné).

Ainsi il se produit nécessairement un écoulement de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur si petit soit il ; et cette perte de chaleur est d'autant plus grande que la vitesse du vent est plus forte à l'extérieur, à cause du phénomène de convection forcée, pour une même température ambiante donnée.

En somme nous tirons de ce qui précèdent que :

$$q_{in} = q_{out} + \Delta H \quad (III.2)$$

C'est-à-dire : chaleur qui entre = chaleur qui sort + variation d'enthalpie

Cette variation d'enthalpie correspond à la quantité de chaleur effectivement fournie à l'eau.

Donc connaissant  $\Delta H$  on peut déterminer le coefficient global de transfert qui est :

$$U = \frac{\Delta H}{A \Delta T_{in}} = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A \Delta T} \quad (III.3)$$

Où  $\Delta T'$  = variation de température entre l'entrée et la sortie du capteur pendant  $\Delta \tau$

$\dot{m}$  = débit massique de l'eau

A = surface intérieure du tube de cuivre

La détermination de U nous permet de trouver le coefficient de convection du côté de l'eau ( $\bar{h}_c$ ).

En effet le coefficient global U concerne deux éléments :

**1<sup>er</sup> élément** : de la surface intérieure du tube de cuivre à la surface extérieure de ce tube :

$$\text{Résistance thermique } R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi\lambda L} \quad (\text{III.4})$$

2<sup>ème</sup> élément : de la surface intérieure du tube de cuivre à l'eau :

$$\text{Résistance thermique } R_2 = \frac{1}{2\pi r_i L h_c} \quad (\text{III.5})$$

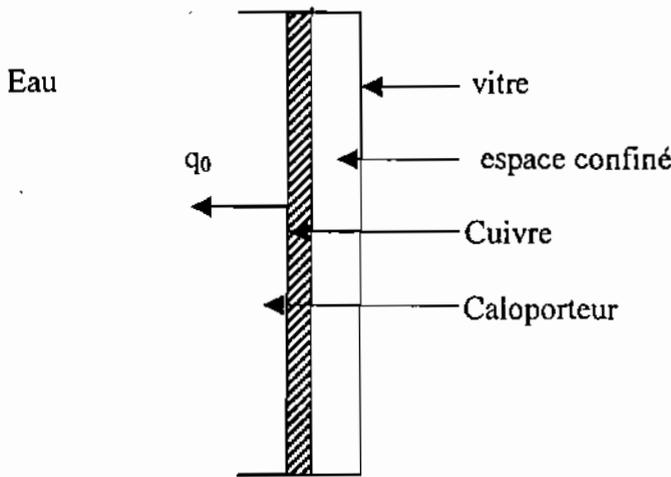


Fig.III.1 demi coupe d'un capteur (évolution du champ thermique)

$$\text{Ainsi } \Rightarrow R_1 + R_2 = \frac{1}{UA} \Rightarrow R_2 = \frac{1}{UA} - R_1 \quad (\text{III.6})$$

$$\text{Soit : } \frac{1}{2\pi r_i L h_c} = \frac{1}{U \times 2\pi r_i L} - \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi\lambda L} \quad (\text{III.7})$$

$$\Rightarrow \frac{1}{r_i h_c} = \frac{1}{U r_i} - \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\lambda} \quad (\text{III.8})$$

$$\Rightarrow r_i \hat{h}_c = \frac{1}{\frac{1}{U r_i} - \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\lambda}} \quad (\text{III.9})$$

$$D'o\grave{u} \bar{h}_c = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{r_1 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda}} \quad (III.10)$$

## III.2 UTILISATION DES LOIS THERMIQUES DANS L'ETUDE DES CUISINIERS SOLAIRES

### III.2.1 Hypothèses simplificatrices

#### ➤ Première hypothèse

On considère que la température de la lame d'air est uniforme

C'est-à-dire que nous considérons que la température dans l'espace confiné entre la lame d'air et le tube métallique est uniforme.

Cette hypothèse nous permet de déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection en utilisant les formules simples de convection sans faire appel aux modèles mathématiques complexes qui traitent de la convection dans des milieux où la température varie d'un point à l'autre. Aussi, cette hypothèse est logique en ce sens que l'espace confiné ici est uniformément irradié, et compte tenu de son volume relativement faible, les molécules fluides échangent facilement leur chaleur, et la répartition uniforme de la température s'établit dans un faible intervalle de temps.

#### ➤ Deuxième hypothèse :

Suite logique de la première hypothèse, nous considérons que la température de la surface du tube métallique est uniforme, c'est-à-dire que la température est partout la même sur cette surface. Elle s'inscrit également dans le même ordre d'idée que la précédente c'est-à-dire nous empêcher de faire appel à des modèles mathématiques très complexes.

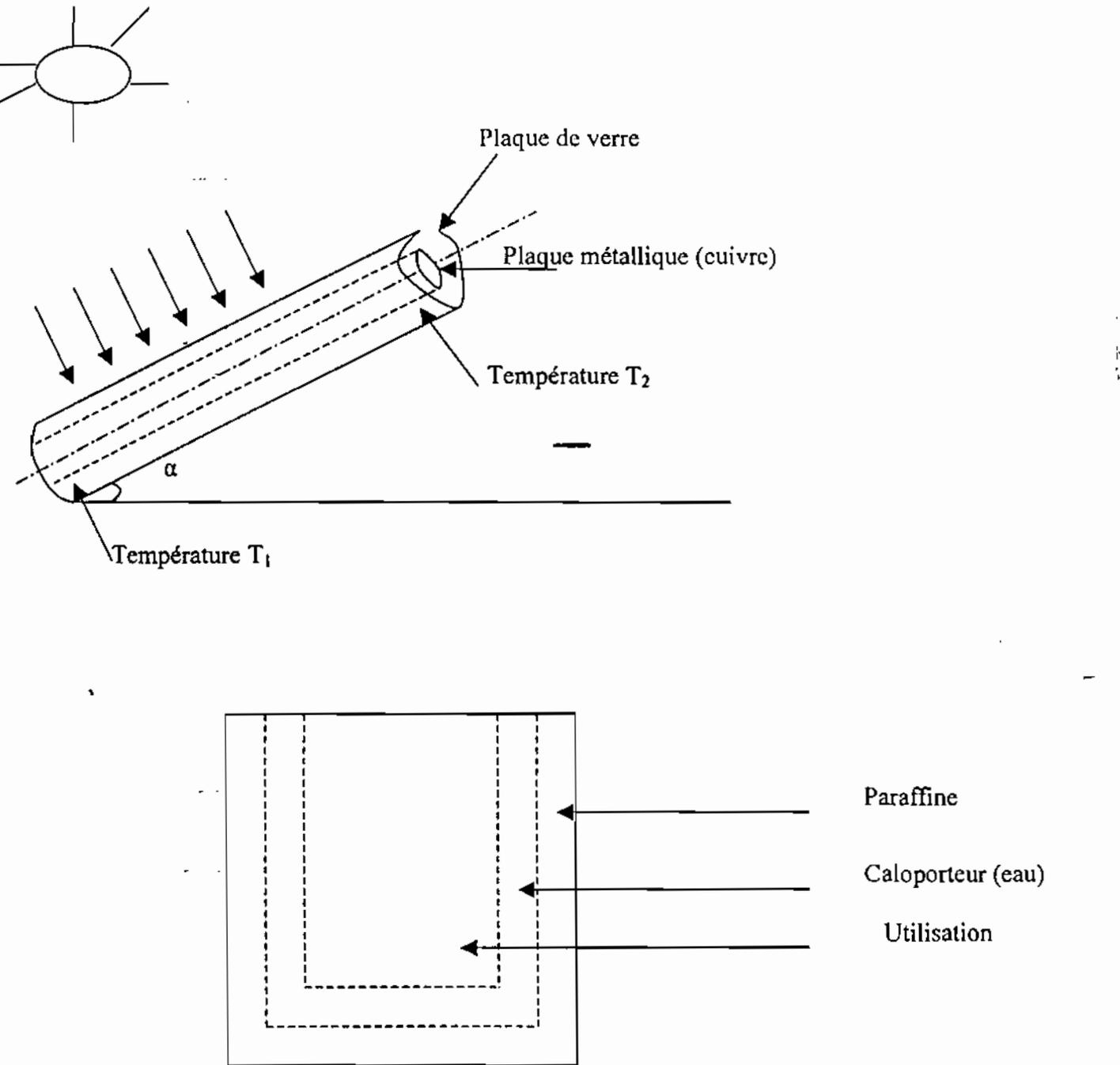


Fig.III.2 coupe du capteur et de l'accumulateur

### III.2.2 Calcul du rendement

Le rendement d'une cuisinière peut se calculer de plusieurs façons. Ainsi il importe de bien spécifier ce que l'on considère comme rendement.

A ce sujet nous exprimons le rendement de la cuisinière comme étant : le rapport de la quantité de chaleur transmise à la paraffine sur la quantité de chaleur effective que reçoit la surface du capteur, en d'autres termes c'est le produit des rendements du capteur avec celui de l'accumulateur, soit :

$$\eta = \frac{\text{quantité de chaleur transmise à la paraffine}}{\text{la quantité de chaleur effectivement reçue par le capteur}} = \eta_{\text{capteur}} \times \eta_{\text{accumulateur}} \quad (\text{III.11})$$

Avec :

$$\eta_{\text{capteur}} = \frac{m C_{p,\text{eau}} \Delta T}{A_{\text{eff}} * E_i * \Delta t} \quad (\text{III.12})$$

Où :

$A_{\text{eff}}$  = surface plane projetée longitudinalement du capteur

$E_i$  = intensité de l'ensoleillement ( $\text{W/m}^2$ )

$\Delta t$  = temps mis pour chauffer l'eau de  $\Delta T$  ° C

$\Delta T$  = augmentation de chaleur de la masse  $m$  d'eau en ° C

$C_p$  = chaleur spécifique de l'eau ( $\text{J/kg } ^\circ\text{C}$ )

$m$  = masse d'eau contenue dans l'accumulateur (kg)

Une autre façon de calculer le rendement serait de considérer la quantité de chaleur que reçoit la surface effective du capteur comme étant le rayonnement que le verre transmet sur toute sa surface effective. Ce nous conduirait à écrire que :

$$\eta_{\text{capteur}} = \frac{m C_{p,\text{eau}} \Delta T}{\alpha A_{\text{eff}} * E_i * \Delta T} \quad (\text{III.13})$$

Où :  $\alpha$  = facteur de transmission global sur toute la surface du demi cylindre recevant les rayons solaires.

Ce facteur correspond au facteur de transmission de la couverture transparente.

Dans toute la suite on considérera la première formule car elle présente mieux ce qu'est la capacité de notre capteur.

$$\eta_{\text{accumulateur}} = \frac{m C_{p,\text{paraffine}} \Delta T_1}{m C_{p,\text{eau}} \Delta T_2} \quad (\text{III.14})$$

Où  $C_{p,paraffine}$  = chaleur spécifique de la paraffine (J/K.g°C)

### III.2.3 Évaluation du débit d'eau sous l'effet thermosiphon

Nous utilisons ici une méthode approximative de calcul du débit sous l'effet thermosiphon qui pourrait simplement nous servir de première approche pour le niveau du présent projet.

#### ➤ Utilisation du bilan thermique

Faisons le bilan énergétique entre le capteur et l'accumulateur de chaleur en supposant les pertes de chaleur négligeables sur tout le circuit de l'eau ; c'est-à-dire en supposant une bonne isolation extérieure des boyaux et du réservoir.

Il vient que :

$$mC_e \frac{\Delta T}{\Delta \tau} = \rho V C_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau} \quad (III-15)$$

#### ➤ Détermination du volume de paraffine

Nous utilisons ici une méthode de calcul d'échange thermique basée sur le transfert de chaleur entre deux corps dont l'un est légèrement en mouvement par rapport à l'autre

#### Entre le réservoir et l'accumulateur

Chaleur perdue par l'eau dans le réservoir = chaleur reçue par la paraffine dans l'accumulateur

$$\text{Soit } m_1 C_{p,eau} \Delta T_1 = m_2 C_{p,paraffine} \frac{\Delta T_2}{\Delta \tau} \quad (III.16)$$

Avec :

$m_1$  = débit massique de l'eau dans le réservoir

$m_2$  = masse de la paraffine dans l'accumulateur

$\Delta \tau$  = intervalle de temps pour perdre une énergie relative à  $\Delta T_2$  (c'est-à-dire à la paraffine)

Ainsi l'équation précédente conduit à :

$$: m_2 = \frac{m_1 C_{p,eau} \Delta T_1}{C_{p,paraffine} \Delta T_2 \Delta \tau} \quad (III.17)$$

De sorte que connaissant la masse volumique  $\rho_2$  de la paraffine, on a le volume de paraffine nécessaire pour l'accumulateur soit :

$$V_{accumulateur} = \frac{m_2}{\rho_2} \quad (III.18)$$

$m_2$  = masse de la paraffine

$\rho_2$  = masse volumique de la paraffine

$V_{\text{accumulateur}}$  = volume de paraffine = volume de l'accumulateur

### III.3 CALCUL NUMERIQUE

#### III.3.1 Détermination du volume approximatif du réservoir

Si nous faisons le bilan énergétique nous obtenons :

$$q = mC_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau} = \rho V C_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau} \quad \text{---} \quad \text{(III.19)}$$

ce qui équivaut à :

Flux de chaleur absorbé par l'eau = variation d'enthalpie de l'eau

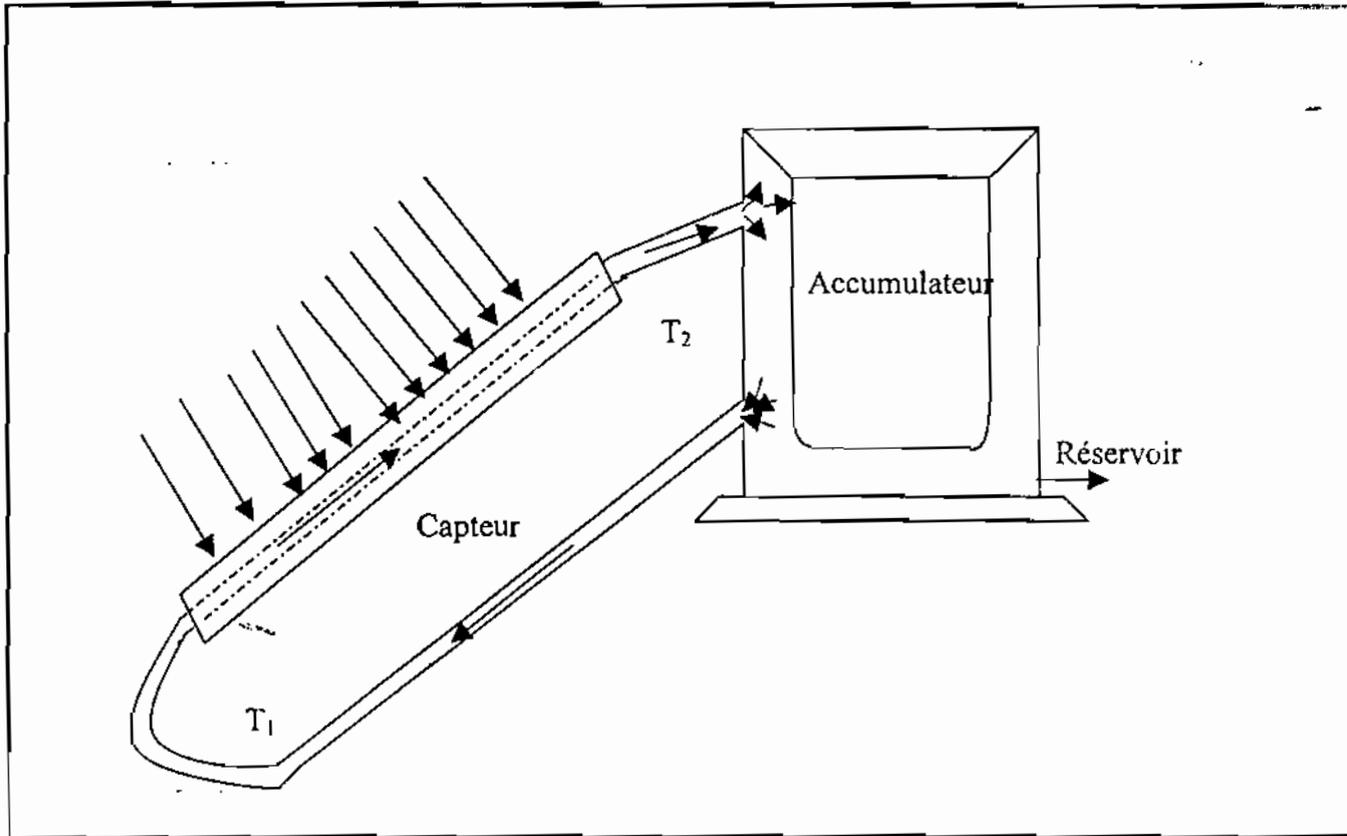


Fig.III.3 le circuit de l'eau (caloporteur)

Où  $\rho = 1\text{g/ml}$

$V$  = volume de l'eau en  $\text{cm}^3$

$C_p = 1\text{cal/g}^\circ\text{C} = 4.186\text{ J/g}^\circ\text{C}$  pour l'eau

$\Delta T$  = augmentation moyenne de température de l'eau

$\Delta \tau$  = temps de chauffage

$q$  = flux de chaleur que l'eau absorbe effectivement

$\Delta H$  = variation d'enthalpie

$q$  est donné par l'ensoleillement moyen indique par le solarimetre ( disons  $0.09 \text{ W/cm}^2$ ) multiplié par la surface effective du capteur  $S = L^2 = 20 \times 20 = 402.5 \text{ cm}^2$  ( connue ) que multiplie le facteur de transmission du verre (soit 0.08) multiplié par le rendement prévu (soit  $50\%$ ).

D'où  $q = 0.09 \times 402.5 \times 0.88 \times 0.5 = 16 \text{ Watts}$

Ainsi si nous désirons augmenter de  $30^\circ\text{C}$  une quantité d'eau de volume  $V$  pour une durée de 5 heures il nous faudra un volume de :

$$V = \frac{q \times \Delta \tau}{\rho C_p \Delta T} = \frac{16 \times 5 \times 3600}{1 \times 4.18 \times 30} = 2297 \text{ ml}$$

Soit

$$V = 2,3 \text{ l}$$

Ainsi le réservoir d'eau doit avoir une capacité de 2,3 litres

### III.3.2 Détermination du volume approximative de l'accumulateur

L'équation (V.2) donne  $\dot{m} C_{p, \text{eau}} (T_2 - T_1) = m C_{p, \text{eau}} \frac{\delta T}{\delta t}$

Soit :

$$\dot{m} = \frac{m}{(T_2 - T_1)} \frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{m}{\Delta t} \tag{III.20}$$

Application numérique :

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \frac{2.3}{1} = 2,3 \text{ l/h}$$

Donc dans ces conditions on a :  $\dot{m} = 2,3 \text{ l/h}$

De même l'équation (VI.17) nous donne :  $m_2 = \frac{\dot{m}_1 C_{p, \text{eau}} \Delta T_1}{C_{p, \text{paraffine}} \Delta T_2 \Delta \tau}$  (III.21)

En choisissant la paraffine C13-C24 (tableau II.1) de caractéristiques :

- Température de fusion :  $22-24^\circ\text{C}$
- Chaleur latente de fusion :  $189 \text{ KJ/Kg}$
- Conductivité thermique :  $0,21 \text{ W/m.K}$

➤ Densité :  $0,795 \text{Kg/m}^3$  à  $70^\circ\text{C}$  et  $0,920 \text{Kg/m}^3$  à  $20^\circ\text{C}$

Application numérique :

$$m_2 = \frac{2,3 \times 4,18 \times 1000 \times 30}{189 \times 30 \times 1} = 1,7 \text{g}$$

D'où on a d'après l'équation (VI.18)

$$V = \frac{1,7}{0,795} = 2,14 \text{l}$$

Donc  $V_{\text{paraffine}} = 2,14 \text{l}$

Ainsi l'accumulateur doit avoir une capacité telle qu'il puisse contenir les 2,3 litres de l'eau et les 2,1 litres de paraffine.

Soit une capacité d'environ 5 litres

### III.3.3 Détermination de l'épaisseur de l'isolant autour du réservoir d'eau

Dans cette partie nous allons dimensionner l'épaisseur de l'isolation autour de l'accumulateur montré ci-dessous (vue de dessus).

Isolation autour du  
Réservoir

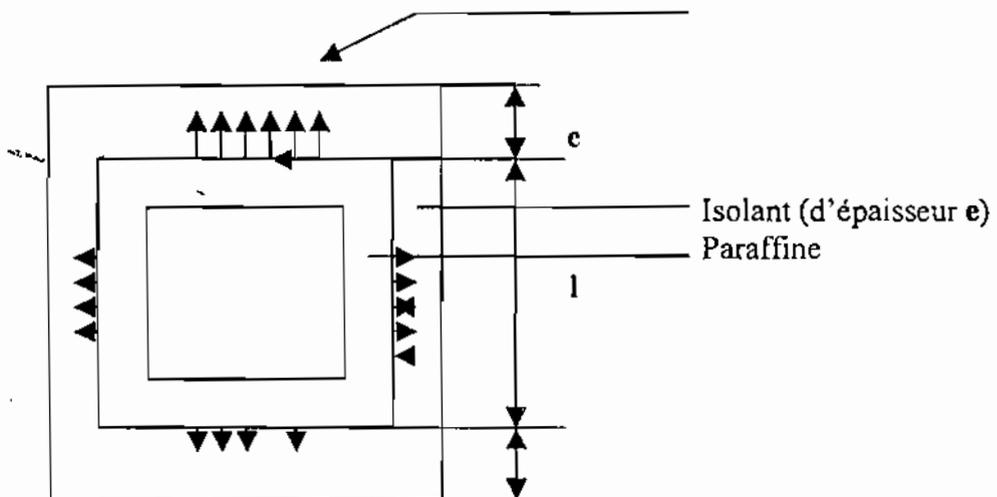


Fig.III.4 isolation autour du réservoir d'accumulation

Considérons le cas où la paraffine du réservoir a acquis son maximum d'énergie.

Les pertes de chaleur s'effectuent à travers toute la surface du réservoir. Il est donc nécessaire d'isoler thermiquement le réservoir afin de conserver la chaleur à l'intérieur.

A cette fin nous utiliserons du polystyrène expansé entouré d'un cylindre en aluminium.

Pour le calcul de l'épaisseur de l'isolant du réservoir nous procédons ainsi :

$$q = \frac{\rho V C_p \Delta T}{\Delta \tau} = \text{flux de chaleur sortant de la paraffine pendant l'intervalle de temps } \Delta \tau .$$

Mais ce flux peut être également exprimer comme suit :

$$q = \frac{T_{e1} - T_{e2}}{R_{C1} + R + R_{C2}} \quad (\text{III.22})$$

Où :  $\Delta T$  = variation de température de l'eau du réservoir

$\Delta \tau$  = intervalle de lequel la température de l'eau varie de  $\Delta T$

$\rho$  = masse volumique de l'eau à la température  $T_i$  soit  $958.4 \text{ kg/m}^3$  à  $100^\circ\text{C}$

$C_p = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$  = chaleur spécifique de l'eau à la température  $T_i$

$V$  = volume du réservoir d'eau

$R_{C1}$  = résistance thermique du côté de la paraffine

$R$  = résistance thermique de l'isolant

$R_{C2}$  = résistance thermique du côté de l'air

$k = 0.05 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$  = conductivité thermique de la laine de verre

$e$  = hauteur de l'isolant sur la partie supérieure

$k' = 0.035 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$  = conductivité thermique du Styrofoam

$e'$  = hauteur du Styrofoam sur la partie inférieure

$T_i$  et  $T_0$  = respectivement température de l'eau et de la surface extérieure de l'isolant

D'où on tire la relation :

$$\rho V C_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau} = \frac{T_i - T_0}{[R_{C1} + R + R_{C2}]} \quad (\text{III.23})$$

$$\text{Sachant que } R_i = \frac{e}{\lambda_i S} \quad (\text{III.24})$$

Aussi en considérant que le réservoir est bien isolé du haut comme du bas et en négligeant la convection des deux côtés :

Il s'en suit que :

$$\rho V C_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau} = \frac{I}{\lambda S} \quad (\text{III.24})$$

$$\Rightarrow I = \lambda S \frac{T_i - T_o}{\rho V C_p \frac{\Delta T}{\Delta \tau}} \quad (\text{VI.25})$$

➤ calcul de S

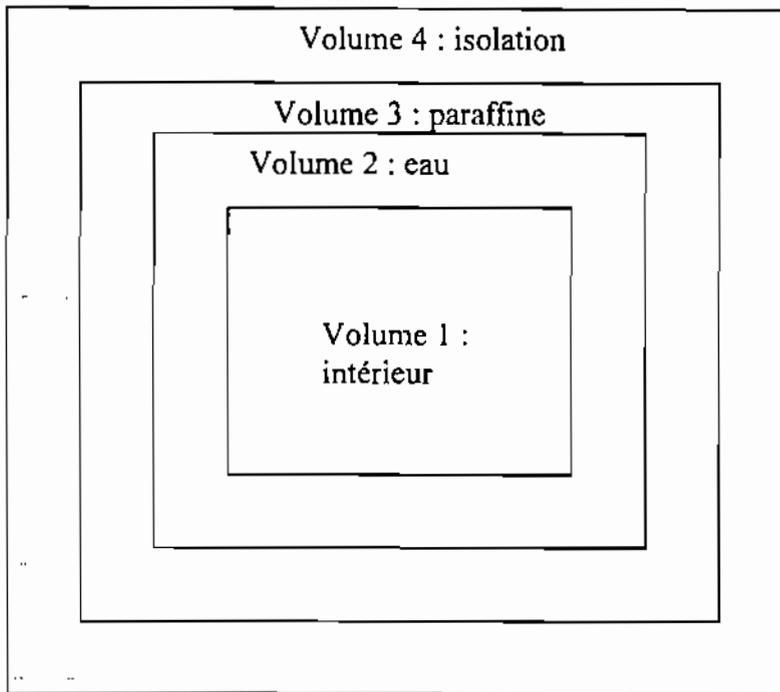


Figure III.5 : les différents compartiments de l'accumulateur

L'accumulateur étant cubique, il doit avoir la capacité du volume d'eau et celle de la paraffine :

Si on se fixe les dimensions de l'intérieur de l'accumulateur (volume 1) comme étant : 20x20x20 cm

- ❖ Le compartiment contenant l'eau aura comme dimension 22x22x22 cm
- ❖ Celui contenant la paraffine aura comme dimension 24x24x24 cm

Fixons nous un refroidissement maximum de 5°C en 5 heures de temps :

Soit  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$

$\Delta \tau = 5 \text{ h}$

$$T_i = 60C$$

$$T_0 = 25^{\circ}C$$

Il vient d'après l'équation précédente que l'épaisseur de l'isolant est :

$$l = 0.21 \times 289.10^{-4} \frac{(60 - 25)}{958.4 \times 4440.10^{-6} \times 1 \times \frac{5}{5}} \approx 5..cm$$

De sorte que les dimensions finales de l'accumulateur en tenant compte des isolants sont :

➤  $L = 29cm$

➤  $S = 841 \text{ cm}^2$

➤  $V = 24389 \text{ cm}^3$

Mais étant donné que le cylindre d'aluminium fera augmenter la température de la zone extérieure  $T_0$  par suite de son absorption du rayonnement solaire (réduisant ainsi la valeur finale de  $L$ ) on pourra diminuer d'une valeur  $\alpha$  sans changer le résultat c'est-à-dire un refroidissement de  $5^{\circ}C$  en 5 heures de temps pour une différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de  $35^{\circ}C$ .

### III.3.4 Détermination de l'épaisseur d'isolant pour les boyaux

Pour ce cas nous contenterons de l'indication faite dans une référence.

Alors dans ce passage il est conseillé d'isoler les tuyauteries avec de la laine de verre d'une épaisseur de 20mm d'épaisseur. Ainsi les boyaux seront calorifugés avec de la laine de verre enveloppée d'un papier d'aluminium.

### III.4 ETUDE DU COMPORTEMENT DE LA PARAFFINE DANS LE TEMPS

Pour cela, on doit résoudre l'équation discrétisée en régime permanent (V.21)

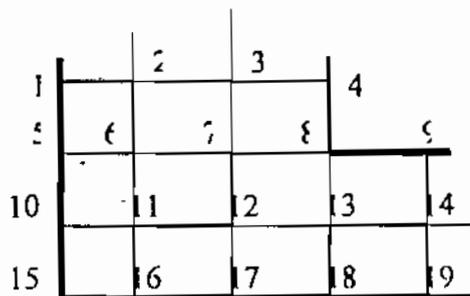


Fig. III.6 découpage pour le calcul numérique

Si nous utilisons le découpage en maille carré de la fig. VI.7 et les hypothèses précédentes, les conditions aux limites fournissent :

$$T_1 = T_5 = T_{10} = T_{16} = T_{17} = T_{18} = T_{22} = T_{19} = 25$$

$$T_4 = T_8 = T_9 = 60$$

Compte tenu des conditions précédentes en appliquant l'équation (II.21) en régime permanent à chacun des nœuds internes, le système d'équation s'écrit :

$$\begin{aligned} \text{Nœud 2 : } T_1 + T_3 + 2T_6 - 4T_2 &= 0 \dots\dots\dots -4T_2 + T_3 + 2T_6 = 25 \\ \text{Nœud 3 : } T_2 + T_4 + 2T_7 - 4T_3 &= 0 \dots\dots\dots T_2 - 4T_3 + 2T_7 = 60 \\ \text{Nœud 6 : } T_5 + T_7 + 2T_{11} - 4T_6 &= 0 \dots\dots\dots -4T_6 + T_7 + 2T_{11} = 25 \\ \text{Nœud 7 : } T_6 + T_8 + 2T_{12} - 4T_7 &= 0 \dots\dots\dots T_6 - 4T_7 + 2T_{12} = 60 \\ \text{Nœud 11 : } T_{10} + T_{12} + 2T_{16} - 4T_{11} &= 0 \dots\dots\dots -4T_{11} + T_{12} + T_{16} = 75 \\ \text{Nœud 12 : } T_{11} + T_{13} + 2T_{17} - 4T_{12} &= 0 \dots\dots\dots T_{11} - 4T_{12} + T_{13} = 50 \\ \text{Nœud 13 : } T_{12} + T_{14} + 2T_{18} - 4T_{13} &= 0 \dots\dots\dots T_{12} - 4T_{13} + T_{14} = 50 \\ \text{Nœud 14 : } 2T_{13} + 2T_{19} - 4T_{14} &= 0 \dots\dots\dots 2T_{13} - 4T_{14} = 50 \end{aligned}$$

La résolution avec Maple nous donne

$$T_2 = 29^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 39^\circ\text{C}$$

$$T_6 = 27^\circ\text{C}$$

$$T_7 = 34^\circ\text{C}$$

$$T_{11} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{12} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{13} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{14} = 25^\circ\text{C}$$

Le MCP rappelons est la paraffine C13.C24 achetée dans le commerce avec une température de fusion de  $T_f = 22-24^\circ\text{C}$ , de chaleur latente  $L_f = 189 \text{ kJ/kg}$

La paraffine devant restituer son énergie à l'eau en cas de besoin, il n'est donc pas nécessaire de résoudre l'équation de l'eau en régime permanente.

Il restera à déterminer le front de fusion par une méthode d'interpolation. Il sera déterminé à partir de l'isotherme.

Il faut cependant noter que ces calculs préalables sont des calculs approximatifs effectués avant la construction du système pour donner l'ordre de grandeur de certains paramètres nous permettant d'improviser sur les méthodes et systèmes à adopter pour achever l'étude.

CIDM 1116 1/74

# INSTALLATION GENERALE

## IV.1 PLAN GENERALE DE L'INSTALLATION

Nous montrerons ici le plan général de l'installation pour illustrer la conception du système et sa mise en opération tout en omettant de représenter entièrement le calorifugeage du réservoir et des boyaux que vous pourras trouver dans les détails de l'ensemble qui vont suivre ce schéma

### **Légende :**

Cette liste se rapporte à l'identification des éléments numérotés dans les dessins précédents

- 1.....tube de remplissage
- 2.....boyaux
- 3 .....réservoir
- 4.....trop plein
- 5.....banc support ajustable
- 6.....tube de raccordement
- 7.....capteur
- 8.....solarimètre
- 9.....banc support ajustable
- 10.....tabouret portant les appareils de mesure

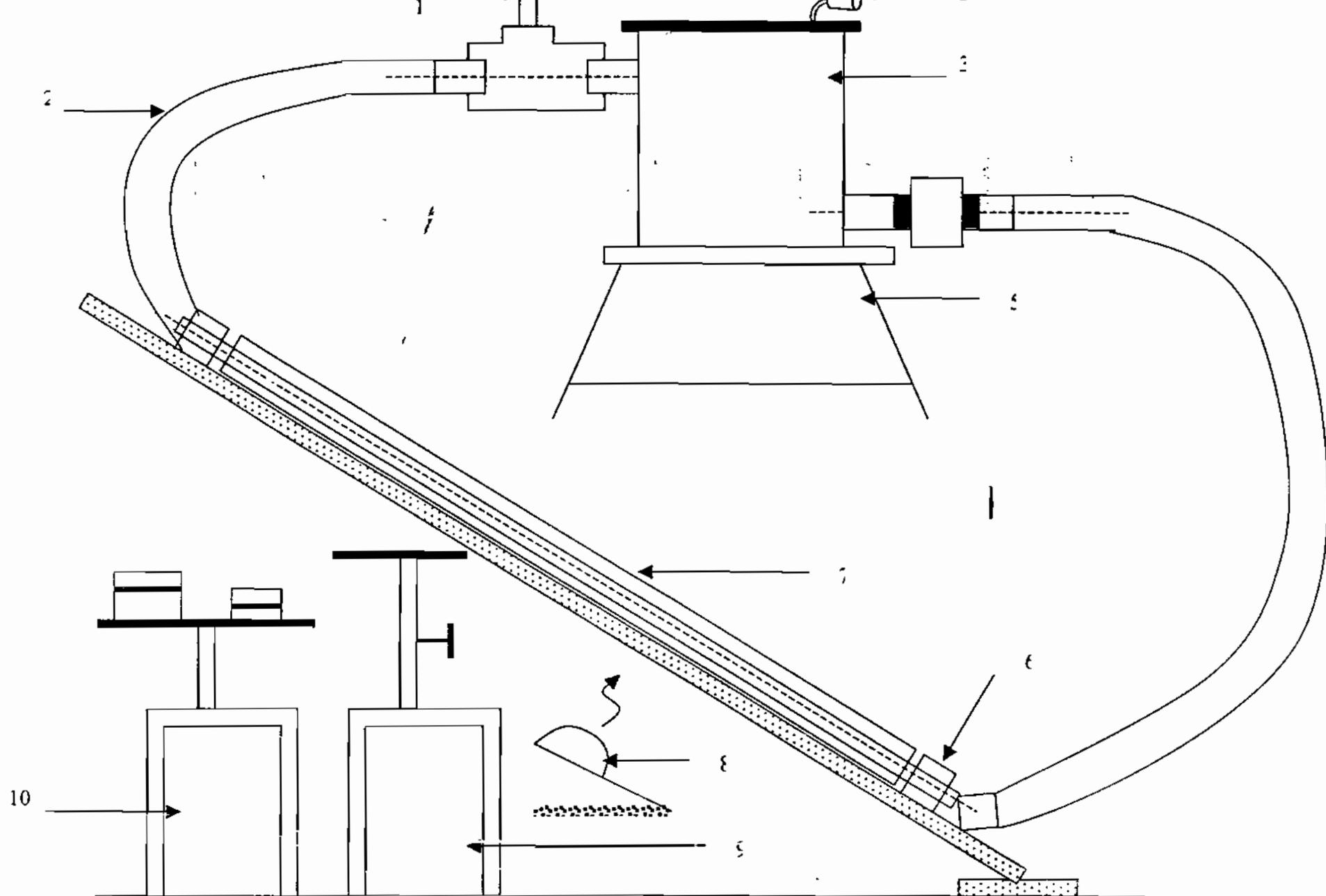
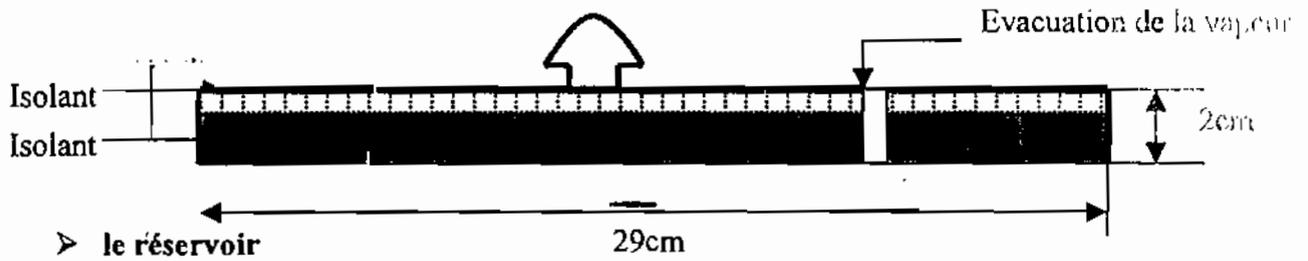


Fig. IV.1 Installation générale

## IV.2 DETAILS DE CONSTRUCTION

Nous représentons ici quelques détails relatifs à la construction des éléments essentiels tels que le réservoir d'accumulation et son couvercle.

### ➤ le couvercle



### ➤ le réservoir

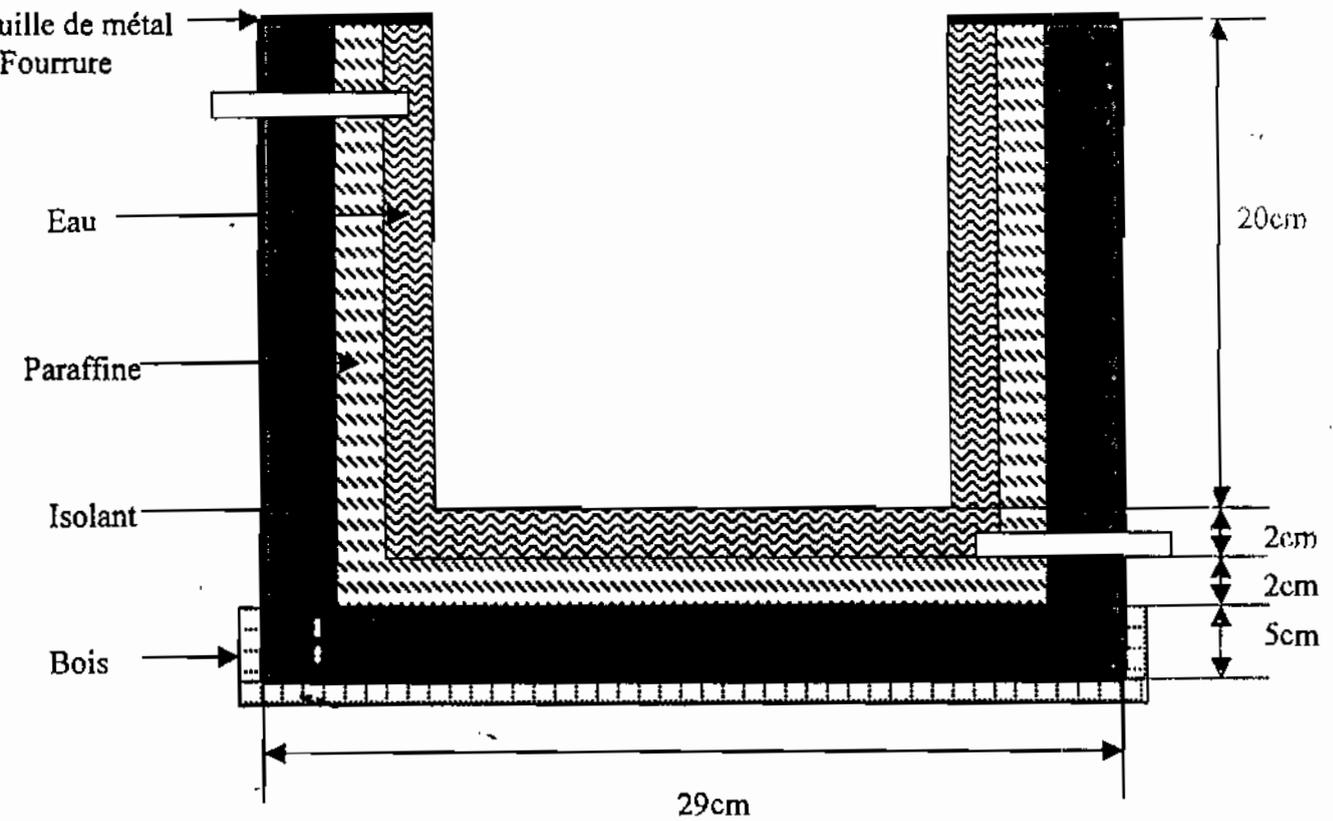


Fig. IV.2 le système de stockage et de déstockage

## **IV.3 LES APPAREILS DE MESURE**

### **IV.3.1 Mesure de l'ensoleillement**

Pour mesurer le flux du rayonnement solaire, on utilise un pyromètre. Cet appareil permet de mesurer l'ensoleillement global sur une surface.

### **IV.3.2 Mesure des champs de température**

Pour mesurer les champs de température, on utilise des thermocouples. Les thermocouples ont beaucoup d'avantages car ils permettent de réaliser des mesures de température ponctuelle.

### **IV.3.3 Mesure de la température ambiante**

La mesure de la température ambiante à l'aide d'un thermocouple est délicate. Pour éviter les effets parasites dus au rayonnement solaire, aux précipitations et à la vitesse du vent, la soudure du thermocouple est recouverte d'un manchon de polystyrène.

### **IV.3.4 Mesure du champ de température dans le MCP**

On immerge dans le MCP des thermocouples. Ils sont placés à différents niveaux et à chaque niveau les thermocouples sont disposés à intervalles réguliers.

### **IV.3.5 Mesure de la température de l'eau**

On immerge dans l'eau des thermocouples à différents niveaux et des intervalles réguliers.

### **IV.3.6 Localisation du front de fusion**

Le front de fusion est localiser à partir de l'isotherme, les données mesurées sur les différents niveaux (x, y) sont traitées dans un espace bidimensionnel. L'interface sera localisée par une méthode d'interpolation.

#### **Estimation de coût**

Dans ce présent projet, nous ne pouvons pas parler d'étude de coût mais plutôt d'estimation de coût. En effet beaucoup de paramètres intervenant dans le coût reste peu maîtrisé ; ils ne peuvent être estimés qu'après la réalisation d'un outil test. Mais néanmoins on peut faire une estimation qui nous donne un ordre de grandeur du coût de l'étude.

2 litres de paraffine .....2x 3000 = 6000

1 capteur 95000

1 réservoir 10.000

Boyau 2000

Polystyrène expansé 1500

Bois 2000

En un certain coefficient on aura un coût global d'environ 120.000 (FCF)



# CONCLUSION GENERALE

Le but de ce projet est d'étudier un système de stockage et de déstockage de chaleur à chaleur latente de fusion.

Pour ce faire on a rassemblé dans un premier temps sous forme de rappels l'ensemble des éléments susceptibles de nous être utiles dans les calculs.

L'étude, le socle même du projet a été pour le moins facile pour ne pas dire difficile.

En effet les logiciels, utilisées pour résoudre la plupart des équations à savoir Maple et FEHT ne sont pas les meilleurs du domaine de l'énergétique si on sait qu'il existe présentement dans l'industrie de l'énergie des logiciels qui non seulement permettent de réaliser la conception mais nous permettent de même simuler des résultats permettant de mieux dominer le sujet.

Aussi le souci de rentabiliser économiquement le projet a été un obstacle à surmonter, en effet il se pose souvent aussi bien dans le domaine du choix des matériaux que de la réalisation un dilemme coût/efficacité. Ceci nous amenant quelque fois à adopter un tel modèle à la place d'un tel autre ou d'adopter un tel matériau au détriment d'un autre.

Il est ainsi plus indiqué qu'à la réalisation de ce projet des gens qui ont une expertise puissent suivre le déroulement des différentes opérations.

Malgré la conception de ce système avec quelque fois une bonne rentabilité au détriment de l'efficacité maximale, la réalisation de ce travail nous a permis d'acquérir quelques connaissances modestes, à savoir :

- \* La maîtrise et l'utilisation de logiciel de calcul énergétique.
- \* L'utilisation des théories fondamentales de transfert de chaleur dans l'étude concrète d'un système de stockage.
- \* De mener de bout en bout une étude de conception d'un nouveau produit.

A toute fin pratique, l'étude réalisée dans ce présent travail nous aura permis de nous sensibiliser sur les différents problèmes que nous pouvons rencontrer lors des études de projets d'ingénierie. Il nous aura permis d'acquérir un certain nombre de notions sur l'énergétique qui est un domaine très passionnant.

Comme toute œuvre humaine ce travail ne peut être jugé comme terminé et nous sommes à l'écoute de toute personne qui peut y apporter une suggestion ou critique pour mieux parfaire le document.

# ***BIBLIOGRAPHIE***

- [1] **D. DELAUNAY** : étude du couplage : convection naturelle conduction avec changement de phase. Application du stockage périodique de l'énergie. pp : 6-9, 1985 thèse de Doctorat d'Etat Es Science. Université de Nantes
- [2] **M.OKADA** Analysis of melting from a vertical wall. Int.J.Heat Mass Transfer. Vol.27 N°11. pp : 2057-2066, 1984
- [3] **P. LAMBERG, R .LEHTINIEMI, A. HENELL** : numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage. International Journal of Thermal Sciences 43 (2004) pp : 277-284
- [4] **B.ZALBA J. MARIN, L.F.CABEZA and H.MEHLING** : Review on thermal energy storage with phase change materials, heat transfer analysis and applications. Applied thermal engineering 23 (2003) pp251-283
- [5] **A. DIOP** : détermination expérimentale et numérique de la propagation du front de fusion d'un mélange binaire : géométrie cylindrique avec transfert pariétaux. Université Paris XII val de Marne. 1998
- [6] [www.edueweb.univ-perp.fr/pedagogie/xpy/telechargement / chapitre5.pdf](http://www.edueweb.univ-perp.fr/pedagogie/xpy/telechargement/chapitre5.pdf)
- [7]j. **PANTALONI, O.FAVRE, R.BAILLEUX, G.FINIELS et J.MARCHISIO**. « stockage thermique de l'énergie par chaleur latente d'un sel minéral : étude d'un échangeur dynamique à contact direct avec cristallisation du sel durant l'écoulement ». Revue de physique appliquée, tome 14, pp.113-123, janv.1979
- [8] **M.FAYE**: répartition de la température dans l'enceinte d'un réfrigérateur solaire destiné à la conservation des vaccins en milieu isolé. Thèse de Docteur Ingénieur – ESP- UCAD 2004
- [9] **BIRDS, STEWARD, LIGHTFOOT** : Transport phenomena pp : 71-122
- [10] « Physique de la conversion photovoltaïque ».Revue générale de physique n°254
- [11] **M.GRIGNON** : rayonnement solaire. Université Evry Val d'Essonne 1994

**[12]S.GAYE** : contribution à l'étude du confort thermique en milieu tropical humide. Influence de la Mouillure Cutanée.

Thèse de Docteur-Ingenieur ESP (UCAD), pp : , 1998

**[13]D.DIAW** : détermination de la température intérieure des pièces d'un bâtiment à usage d'habitation. Mémoire de DEA de l'école supérieure polytechnique pp : 17, 2002

**[14] A.COULIBALY** : Etude du confort thermique dans l'habitat social en milieu tropical. Elaboration d'un logiciel de simulation numérique et validation de ce modèle sur une cellule test. pp100-111. Thèse de docteur-ingenieur, ENSUT 1990

—