

ECOLE POLYTECHNIQUE DE  
THIES



PROJET DE FIN D'ÉTUDES :

MODELE OPTIMISE D'UN  
CAPTEUR SOLAIRE  
INTEGRE

DEPARTEMENT DE GENIE  
MECANIQUE

AUTEUR : ALIOU FAYE

DIRECTEUR: A. WOLSKY

JUIN 1985

## DEDICACES

A mon père

A ma mère

A mon épouse

A mon fils aîné

A tous ceux qui ont de près ou  
de loin Contribué à ma formation

## REMERCIEMENTS

J'aimerais exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail, plus particulièrement

- A Mr André WOLSKY professeur à l'Ecole Polytechnique et directeur de ce projet pour sa disponibilité et ses conseils
- Aux techniciens Mr PEPIN, Mr BUGEAS, Mr BOUCHARD et Mr PRINCE pour leurs concours techniques quant à la réalisation du modèle expérimental.
- Enfin je ne peux oublier tous les amis et camarades qui m'ont conseillé et encouragé depuis le début du projet.

## SOMMAIRE

Le projet a pour objectif d'économiser la consommation de l'énergie électrique en essayant de substituer au maximum l'énergie solaire à l'énergie électrique au niveau de l'utilisation domestique. Il concerne l'optimisation d'un capteur solaire intégré à un système de distribution d'eau chaude sanitaire. Le capteur intégré, comme son nom l'indique nous permet de préchauffer l'eau et de la stocker dans un réservoir qui lui-même fait partie intégrante du capteur.

Le projet antérieur ayant pour titre "Capteur intégré" constitue notre point de départ.

Des études d'optimisation faites sur le modèle déjà conçu nous ont permis de construire un nouveau modèle plus performant et mieux adapté à la réalité. En effet avec un débit de puisage de 20 litres par heures de 8h à 22h et un ensoleillement moyen, on réalise une économie de 35% par rapport au chauff. eau électrique fonctionnant seul et une température de l'eau à la sortie du capteur aux environs de 31°C à 22h. Notons de plus que la construction du nouveau modèle s'est faite avec un coût moindre.

# TABLE DES MATIERES

<u>Titre</u>	<u>Page</u>
Page-titre	i
Dédicaces	ii
Remerciements	iii
Sommaire	iv
Introduction	1
1. Généralités	
1.1 Définitions des propriétés optiques des matériaux	4
1.2 Principe d'effet de serre	6
1.3 Théorie générale du phénomène d'échange de chaleur	7
1.3.1 Rayonnement	8
1.3.2 Conduction	9
1.3.3 Convection	10
2. Estimation des besoins énergétiques	12
3. Optimisation	
3.1 Design de l'absorbteur	
3.1.1 Détermination de l'épaisseur de paroi	14
3.1.1.1 Contrainte tangentielle $\sigma_t$	14
3.1.1.2 Contrainte axiale $\sigma_a$	16
3.1.1.3 Contrainte radiale $\sigma_r$	17

3.1.1.4	Epaisseur de la paroi de l'enveloppe cylindrique	18
3.1.1.5	Vérifications pour le réservoir utilisé	19
3.1.2	Proportion du diamètre par rapport à la longueur	20
3.2	Distance entre surfaces du capteur et vitrage	26
3.3	Forme géométrique du vitrage	28
3.4	Choix des matériaux	
3.4.1	Capteur	29
3.4.2	Absorbeur	29
3.4.3	Isolants thermiques	30
3.5	Etude pour l'application d'une deuxième couche de vitrage	30
4.	Expérimentation	
4.1	Description du modèle expérimental	36
4.2	Mesures	37
4.2.1	Matériel utilisé	37
4.2.2	Schéma du montage	37
4.2.3	Mesures d'enroulement	39
4.2.4	Mesures de température	39
4.2.5	Mesures de la consommation électrique du chauffe-eau électrique fonctionnant seul ou couplé au capteur	40
4.2.6	Résultats	41

5. Modèle d'échanges thermiques	52
6. Plans du Capteur	59
7. Etude économique	63
8. Analyse et Comparaison des résultats	68
9. Conclusions et recommandations.	72

### Annexes

A2. Déterminations des paramètres pour le calcul de l'épaisseur de paroi	75
A2. Plans du Capteur intégré 1984	77
A3. Courbes donnant le rendement calculé en fonction des températures	79
A4. Données du C.E.R.E.R relatives de insolation de 1967 à 1982 à SAKAR.	80

### Bibliographie

84

## INTRODUCTION

Le projet de recherche appliquée s'inscrit en général dans le cadre de l'exploitation des énergies nouvelles et renouvelables et de l'énergie solaire en particulier.

En effet l'homme s'est rendu compte au fil du temps que les ressources énergétiques de la terre qui en raison de leur abondance ont semblé inépuisables apparaissent aujourd'hui limitées. Les troubles internationaux liés à la production du pétrole montrent la précarité de cette ressource. Les réserves mondiales de gaz et de charbon toucheront leur fin dans un avenir proche. Pour assurer donc en totalité la couverture des besoins mondiaux en énergie, le développement de nouvelles sources d'énergie prend un caractère impératif. Les énergies nouvelles et renouvelables représentent une alternative à la solution de ce problème mais posent à leur tour d'autres problèmes.

L'énergie nucléaire de par la pollution très grave qu'elle occasionne est une solution difficile à maîtriser.

L'énergie solaire quant à elle est dispensée à profusion et gratuitement avec aucune pollution mais présente des limitations d'emploi :

- manque de continuité (jour et nuit)
- balancement saisonnier
- Certaines zones privilégiées.

Néanmoins l'homme a su capter et utiliser l'énergie



Solaire depuis l'antiquité surtout au niveau des serres pour hâter les cultures de fruits et de légumes.

Le rayonnement solaire peut atteindre  $80000 \text{ kW/m}^2$  aux alentours du soleil (Référence 3). Une grande partie de ce rayonnement est absorbée par l'atmosphère et le flux solaire au sol est seulement de  $1 \text{ kWh/m}^2$ .

Néanmoins une petite partie de cette énergie reçue sur la surface du globe suffirait aux besoins énergétiques du monde. Un  $\text{km}^2$  donnerait une énergie captée de  $0.5 \times 10^6 \text{ kW}$ . Avec seulement un rendement de 25% on aurait  $1.25 \times 10^5 \text{ kW}$ .

En raison des difficultés technologiques et économiques liées à l'exploitation de l'énergie solaire les applications actuelles mettent en jeu des puissances relativement faibles et concernent en grande partie l'application domestique. C'est ainsi que cette étude se situe dans la lignée de l'amélioration du rendement d'une nouvelle série de capteurs solaires expérimentés à l'École Polytechnique de Thiès.

Pour ce faire nous nous proposons d'abord d'étudier les principes généraux du phénomène d'échange de chaleur et ensuite orienter notre étude d'optimisation sur les points suivants :

- Design de l'absorbant.

- Etude pour l'application d'une deuxième couche de vitrage
- Distance entre surface du capteur et vitrage
- Forme géométrique du vitrage
- Etude sur l'isolation thermique
- Construction ; expérimentation
- Analyse des résultats
- Conclusions et recommandations.

# 1. GENERALITES

## 1.1 Définitions des propriétés optiques des matériaux

Le rayonnement est un mode de transfert de chaleur entre deux corps à distance.

$\alpha$  est le taux du rayonnement incident qui est absorbé par la surface captante

$$\alpha = \frac{\text{énergie solaire absorbée}}{\text{énergie solaire incidente}} = \frac{I_a}{I} \quad [1]$$

La réflectance  $\rho$  est le taux du rayonnement incident qui est réfléchi par la surface captante

$$\rho = \frac{\text{énergie solaire réfléchie}}{\text{énergie solaire incidente}} = \frac{I_r}{I} \quad [2]$$

Une partie du rayonnement solaire est transmise à travers la surface captante (si celle-ci n'est pas opaque) selon une proportion  $\tau$  appelée transmittance

Par la loi de Conservation de l'énergie on a entre  $\alpha$ ,  $\rho$  et  $\tau$  la relation suivante :

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad [3]$$

L'émissivité  $\epsilon$  est le rapport de l'énergie émise par un corps à celle émise par un corps noir à une même température

$$\epsilon = \frac{\text{Rayonnement à la surface à } T(K)}{\text{Rayonnement du corps noir à } T(K)} = \frac{R}{R_b} \quad [4]$$

## Propriétés du rayonnement

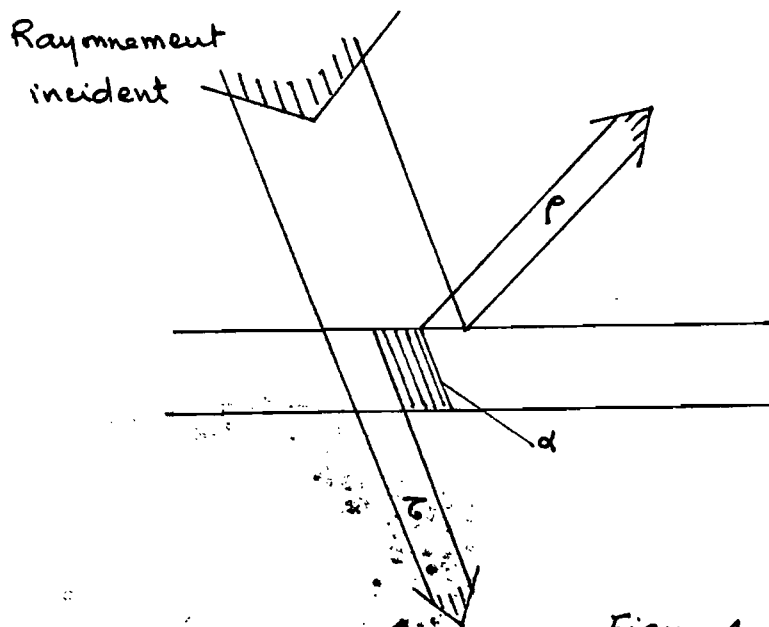


Figure 1

La réflexion quant-à elle peut être spéculaire, diffuse ou réelle

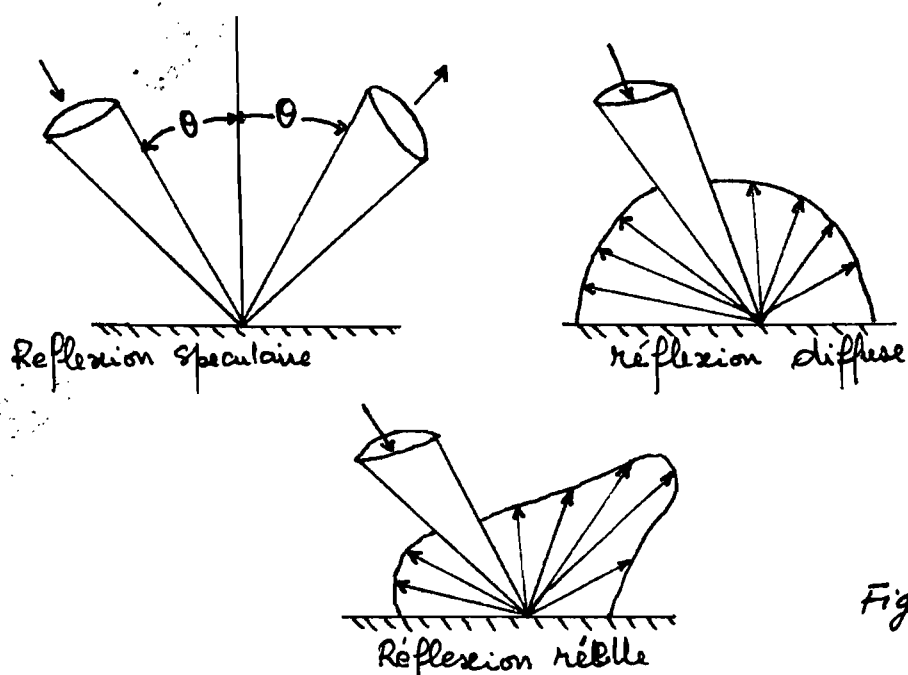


Figure 2

Les matériaux qui ont un coefficient  $\alpha$  élevé sont de bons absorbeurs du rayonnement ; Ceux qui ont un coefficient  $\epsilon$  sont de bons émetteurs de rayonnement. Si l'on veut réaliser un bon absorbeur il faut donc choisir un matériau qui a un coefficient  $\alpha$  plus grand et un rapport  $\alpha/\epsilon$  élevé. Un bon réflecteur aura un coefficient  $\rho$  élevé (donc  $\alpha$  faible) et un rapport  $\alpha/\epsilon$  faible.

## 1.2 Principe d'effet de Serre

La partie du rayonnement solaire directement transmise à travers un vitrage dépend dans une large mesure de la longueur d'onde du rayonnement, de l'angle d'incidence et de la composition du verre.

L'effet de serre résulte de la transmission sélective de certains matériaux. Le verre et certaines matières plastiques ont la propriété de transmettre presque totalement le rayonnement solaire dont les longueurs d'onde sont pratiquement comprises entre 0,3 et 2,5  $\mu\text{m}$  et sont absorbants pour les longueurs d'onde plus élevées.

Le rayonnement solaire incident traverse le vitrage et chauffe le corps qui se trouve sous le vitrage (l'absorbeur).

Selon la loi de WIEN on a

$$\lambda_{\text{max}} \cdot T = 2897.6 \mu\text{mK} \quad [5]$$

Selon cette loi on peut tirer les conclusions suivantes :

- un corps à température élevée rayonne à  $\lambda_{max}$  courte
- un corps à température faible rayonne à  $\lambda_{max}$  longue.

L'absorbant réémet un rayonnement qui du fait de sa température plus basse se trouve dans la zone de l'infrarouge lointain qui est arrêté par le vitrage. Pour ces valeurs le verre a un coefficient de transmission très faible et la chaleur se trouve piégée. Le vitrage constitue donc un piège à calories. C'est l'effet de serre. Ce effet sera augmenté si on utilise un double ou un triple vitrage.

### 1.3 Théorie générale du phénomène d'échange de chaleur

Entre deux corps dont la température est différente se produit inévitablement un flux calorifique, la chaleur se déplaçant du corps à température plus élevée vers le corps à température plus basse jusqu'à ce qu'il ait équilibre de température. Aucun moyen ne permet d'empêcher l'échange de chaleur, seule son intensité peut être modifiée.

L'échange de chaleur s'effectue de trois manières différentes

- par rayonnement
- par Conduction
- par Convection

### 1.3.1 Rayonnement

Tous les corps solides et liquides émettent par leur surface de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques se propageant à une vitesse égale à celle de la lumière ( $3 \cdot 10^8 \text{ m/s}$ ). Si une énergie rayonnée rencontre un corps absorbant ces longueurs d'ondes, elle se transforme en chaleur. Ce transfert ne nécessite aucun support matériel et se produit même dans le vide. Le cas qui nous intéresse ici est le rayonnement solaire.

#### Rayonnement solaire

Le rayonnement solaire est une forme de rayonnement thermique dont l'intensité dépend des conditions atmosphériques, de la saison ou mois de l'année, de l'angle d'incidence du rayon solaire. La constante solaire qui est l'énergie provenant du soleil par unité de temps reçue par unité de surface perpendiculaire à la radiation vaut

$$I_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2$$

Un corps idéal appelé "Corps noir" est un corps qui peut absorber tout rayonnement incident et émettre selon la loi de STEFAN-BOLTZMANN

$$E_b = \sigma T^4 \quad [6]$$

$E_b$  est l'énergie émise par unité de surface et par unité de temps.

$T$  est la température du corps en K

$\sigma$  est la Constante universelle de Stéfán Boltzmann

$$\sigma = 5.669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

Pour prédire la performance des capteurs solaires il est nécessaire d'évaluer les radiations échangées entre une surface et le ciel qui peut être considéré comme un corps noir à la température  $T_{\text{ciel}}$ . Le flux de chaleur échangé entre une surface  $A$  d'émissance  $\epsilon$  et le ciel est

$$\Phi = \epsilon A \sigma (T_{\text{ciel}}^4 - T^4) \quad [7]$$

$$T_{\text{ciel}} = 0,0552 T_{\text{air}}^{1,2} \quad [8]$$

Formule de  
SWINBANK  
(Ref. 11)

### 1.3.2 Conduction

La conduction traduit l'échange de chaleur s'effectuant par propagation à l'intérieur d'une surface  $A$ . Si  $q$  est la quantité de chaleur traversant cette surface  $A$ , on a selon la loi de FOURIER

$$q/A = k \frac{\partial t}{\partial x}$$

D'où

$$q = k A \frac{\partial t}{\partial x} \quad [9]$$

$\frac{\partial t}{\partial x}$  est le gradient de température dans la direction du flux de chaleur.



Le facteur de proportionnalité est appelé conductivité thermique du matériau.

### 1.3.3 Convection

Ce mode d'échange de chaleur est propre aux fluides. Les molécules directement au contact d'une surface solide absorbent ou cèdent de la chaleur suivant les températures respectives de la surface des fluides.

Selon la loi de NEWTON, la quantité de chaleur  $q$  traversant une surface  $A$  exposée à un fluide est proportionnelle à l'aire  $A$  et à la différence de température  $\Delta t$  entre la surface et le fluide

$$q = h A \Delta t \quad [10]$$

$q$  en Watt

$A$  en  $m^2$

$\Delta t$  en  $^{\circ}C$

$h$  est le coefficient de convection (en  $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )

Les échanges de chaleur au niveau de notre capteur intégré se manifestent de la manière suivante : Le vitrage sélectif laisse passer le rayonnement solaire incident. Par effet de serre, le réservoir d'accumulation (absorbeur) placé sous le vitrage reçoit le rayonnement transmis par le vitrage. Ce rayonnement

se transforme en chaleur et chauffe notre réservoir. Par Conduction thermique l'eau contenue dans le réservoir s'échauffe.

## 2. ESTIMATION DES BESOINS ENERGETIQUES

Le calcul prévisionnel des besoins énergétiques constitue une étape fondamentale pour la conception d'une installation sanitaire. Pour connaître les besoins énergétiques ( $B_j$ ) nécessaires à la préparation de l'eau chaude sanitaire il faut prévoir :

- la consommation volumique journalière ( $C$ )
- la température de distribution ( $t_d$ )
- la température du réseau d'eau froide ( $t_f$ )

L'équation caractéristique des besoins énergétiques est la suivante :

$$B_j = 1.16 \cdot 10^3 \cdot C \cdot (t_d - t_f) \quad [11]$$

(Ref. 7)

$B_j$  en kWh

$C$  en l/jour

La consommation journalière moyenne  $C_m$  est évaluée selon le niveau de confort

	Confort minimum	Confort moyen	Confort maximum
Consommation journalière moyenne $C_m$ en l/jour/personne	30	50	75

Nous adopterons dans nos calculs un confort moyen soit  $C = 50 \text{ l/jour/personne}$ .

Il reste à estimer la température de distribution  $t_d$ , la température du réseau d'eau froide  $t_f$  et le nombre de consommateurs

On admet  $t_f = 27^\circ\text{C}$

La température de distribution sera estimée en tenant compte de la température de l'eau qui détermine la sensation ou non de confort. Des études récentes ont montré qu'il y a sensation de confort si la température de la peau est à  $34^\circ\text{C}$ . En tenant compte des pertes dues aux tuyauteries on adopte une température d'utilisation  $t_d = 40^\circ\text{C}$ . Dans ces conditions on aura

$$b_j = 1.16 \cdot 10^{-3} \times 50 \times (40 - 27)$$

$$b_j = 0,754 \text{ kWh/jour/personne}$$

Avec 8 consommateurs on aura

$$B_j = 8 \times b_j = 8 \times 0,754 = 6,032 \text{ kWh/jour}$$

## 3. OPTIMISATION

### 3.1 Design de l'absorbeur

#### 3.1.1 Détermination de l'épaisseur de paroi

Pour être fiable l'absorbeur doit être dimensionné pour résister à la pression du réseau de distribution de la SONEES (soit 3 bars au maximum).

Devant une distribution continue l'absorbeur doit résister aux contraintes induites par la pression.

Nous admettons pour nos calculs une distribution uniforme de la pression sur l'épaisseur de notre enveloppe et une enveloppe à parois minces c'est-à-dire avec  $s \leq 0,05d$

$s$  = épaisseur de la paroi de l'absorbeur  
 $d$  = diamètre de l'absorbeur.

Notre réservoir (absorbeur) sera constitué d'une enveloppe cylindrique sur laquelle seront accolés deux bouts sphériques.

#### 3.1.1.1 Contrainte tangentielle $\sigma_t$

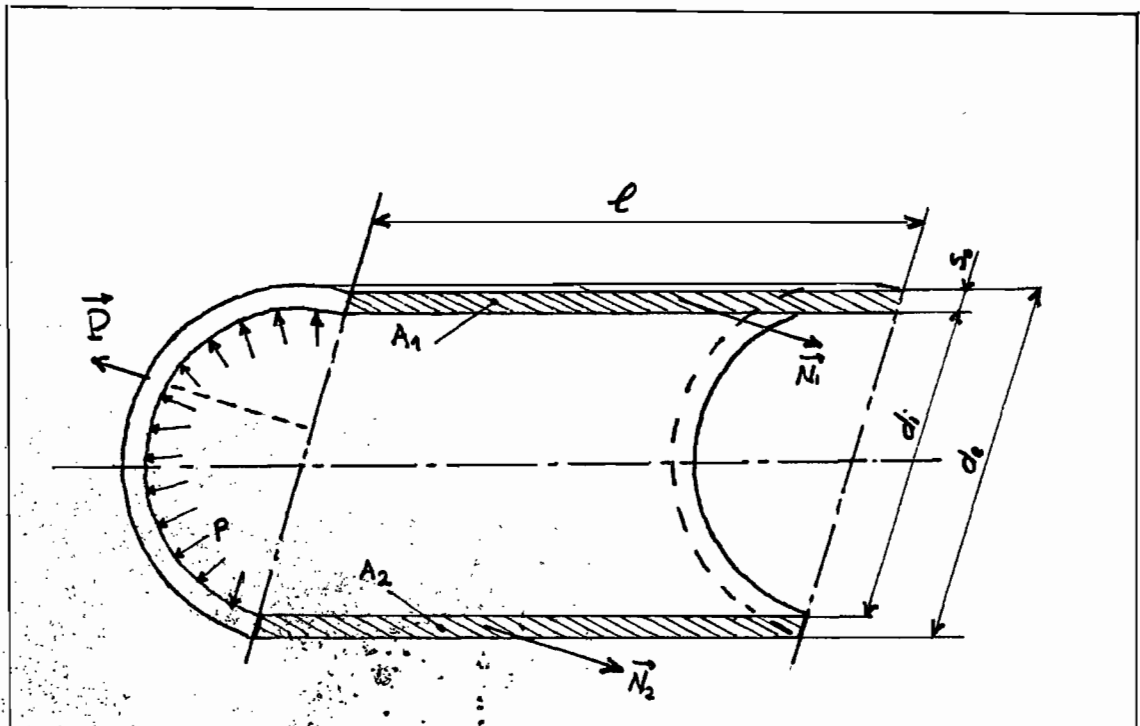


Figure 3

Pour qu'il ait équilibre il faut que la somme de toutes les forces qui s'exercent sur le corps soit nulle; soit  $\vec{N}_1 + \vec{N}_2 + \vec{P} = 0$

$$\text{On a } N_1 = N_2$$

$$A_1 = A_2 = S_0 \times l$$

La poussée hydrostatique P vaut

$$P = p \times d_i \times l$$

La contrainte tangentielle dans chaque section d'aire  $A_1 = A_2 = S_0 \cdot l$  vaut

$$\sigma_t = \frac{P/2}{A_1} = \frac{p \cdot d_i \cdot l}{2 \cdot S_0 \cdot l} = \frac{p d_i}{2 S_0}$$

$$\sigma_t = \frac{p d_i}{2 S_0}$$

[12]

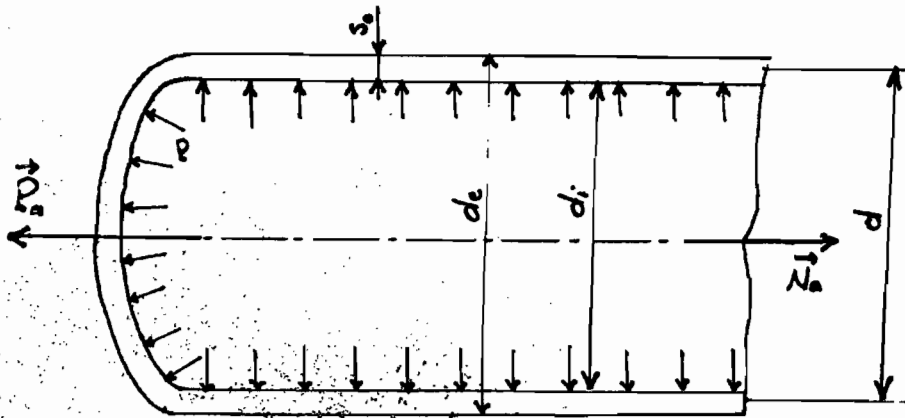
3.1.1.2 Contrainte axiale  $\sigma_a$ 

Figure 4

La pression intérieure agit sur le fond du réservoir. Les poussées axiales dans une section transversale seront dans ce cas

$$P_a = p \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}$$

L'équilibre du corps est réalisé si et seulement si la somme des forces qui s'exercent sur lui est nulle soit  $\vec{N}_a + \vec{P}_a = 0$

Algébriquement on aura  $N_a = P_a$

La contrainte de traction dans la section  $A = \pi d_s s_0$

$$\text{est } \sigma_a = \frac{P_a}{A} = \frac{\pi p d_i^2}{4 d_s s_0 \cdot \pi}$$

$$\boxed{\sigma_a = \frac{p \cdot d_i^2}{4 d_s \cdot s_0}} \quad [13]$$

Puisqu'on ait une paroi mince on peut faire l'approximation  $d \approx d_i$

$$\text{D'où } \sigma_a = \frac{p d_i^2}{4 d s_0} = \frac{p d_i^2}{4 \times d_i \times s_0}$$

$$\boxed{\sigma_a = \frac{p d_i}{4 s_0} = \frac{\sigma_t}{2}} \quad [14]$$

Avec l'approximation  $d \approx d_i$  la contrainte axiale se trouve être égale à la moitié de la contrainte tangentielle  $\sigma_t$ .

### 3.1.1.3 Contrainte radiale $\sigma_r$

Chaque élément de surface intérieure est soumis à l'action de la pression intérieure  $p_i$ . La contrainte de compression ou contrainte radiale est dans ce cas algébriquement égale à la pression intérieure  $p_i$ :

$$\boxed{\sigma_r = p_i} \quad [15]$$

$\sigma_r$  apparaît négligeable devant  $\sigma_t = \frac{p d_i}{2 s_0}$  et

$$\sigma_a = \frac{\sigma_t}{2}$$

$$\sigma_r \ll \sigma_a < \sigma_t$$

La détermination de l'épaisseur de notre paroi sera basée sur la grande contrainte principale qui sera dans notre cas la contrainte tangentielle  $\sigma_t$ .



### 3.1.1.6 Épaisseur de la paroi de l'enveloppe cylindrique

La contrainte dans le cordon de soudure ne devra pas dépasser la contrainte admissible pour la qualité de tôle utilisée. On augmente l'épaisseur de la tôle de 1 mm pour tenir compte de la corrosion et de la variation d'épaisseur.

L'épaisseur se calcule par

$$s = \frac{p d_i \nu_B}{2 \sigma_B \nu} + c \quad [16]$$

$c$  = supplément pour la soudure

$\nu$  = coefficient de qualité de soudure

$\nu_B$  = coefficient de sécurité

$\sigma_B$  = résistance de calcul

Pour notre cas (voir annexe A<sub>1</sub>)

$$c = 1$$

$$\nu_B = 3,2 \text{ pour les liquides à une température inférieure à } 120^\circ\text{C}$$

$$\sigma_B = 380 \text{ N/mm}^2 \text{ pour tôle M1}$$

$$\nu = 0,75 \text{ (Soudage des deux côtés par usinage autorisée)}$$

$$P = 3 \text{ bars} = 0,3 \text{ N/mm}^2 \text{ (pression du réseau de distribution)}$$

## Applications

$$S = \frac{P_u d_i \times \nu_B}{2 \sigma_B \times \nu} + c = \frac{0,3 \text{ N/mm}^2 \times d \times 3,2}{2 \times 380 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 0,75} + 1$$

$$S = 1,684 \cdot 10^{-3} \cdot d + 1 \quad [17]$$

3.1.1.5 Vérifications pour le réservoir utilisé

Notre réservoir est en acier recouvert d'une mince couche de noir de fumée pour améliorer ses capacités d'absorption du rayonnement solaire incident.

L'absorption de la chaleur et le stockage se font dans un même ensemble.

Dimensions du réservoir

diamètre  $d = 413 \text{ mm}$

longueur  $L = 1030 \text{ mm}$

épaisseur  $e = 6 \text{ mm}$

On aura dans ce cas

$$S_0 = 1,684 \cdot 10^{-3} \times 413 + 1 = 1,7 \text{ mm}$$

Nous avons un réservoir avec  $S = 6 \text{ mm} > S_0$ .

Ce dernier pourra bien résister aux sollicitations dues à la pression du réseau de distribution (3 bars). Par contre cette épaisseur ne pourra pas faciliter l'échauffement de l'eau contenue dans le réservoir.

### 3.1.2 Proportion du diamètre par rapport à la Longueur

#### Notation

- $D$  (m) diamètre de l'absorbeur  
 $I$  ( $W/m^2$ ) irradiance  
 $L$  (m) longueur de l'absorbeur  
 $P$  (W) Puissance  
 $\alpha$  (degré) angle de l'altitude du soleil  
 $\beta$  (degré) angle d'inclinaison de l'absorbeur  
 $\gamma$  (degré) angle azimutal de l'absorbeur  
 $\chi$  (degré) angle entre l'axe du collecteur et le  
 plan horizontal  
 $\rho$  (degré) réflectance au sol  
 $\omega$  (degré) angle azimutal du soleil

#### Indices

- $a_v$  : moyen  
 $b$  : direct  
 $c$  : collecteur  
 $d$  : diffus  
 $h$  : horizontal  
 $r$  : réfléchi

### 3.1.2 Proportion du diamètre par rapport à la longueur.

La méthode de calcul utilisée pour les collecteurs plans n'est pas applicable aux collecteurs tubulaires.

Différentes approches ont été utilisées pour la détermination de la quantité d'énergie solaire arrivant sur la surface d'un collecteur tubulaire.

Pour CONVERSE, FOSTER et SAUER (Référence 10) il suffit de mesurer l'irradiance par un pyranomètre placé sur un plan horizontal et de multiplier cette valeur par un coefficient  $a$  défini comme suit:

$$a = \frac{\text{Irradiance sur surface perpendiculaire au rayonnement}}{\text{Irradiance sur surface horizontale}}$$

En pratique ils proposent de prendre:

$$a = 1.25 \text{ en septembre}$$

$$a = 1.50 \text{ en octobre}$$

$$a = 2.00 \text{ en novembre}$$

$$a = 2.20 \text{ en décembre}$$

LAURENT (Référence 10) quant à lui a développé une équation qui tient compte du rayonnement direct, diffus et réfléchi.

$$P = \left[ \frac{I_{bh}}{\sin \alpha} + \frac{\pi I_{dh}}{2} + \pi p \left( \frac{I_{bh} + I_{dh}}{2} \right) \right] D \cdot L \quad [18]$$

L'équation de Laurent se rapproche beaucoup plus de réalité que les autres équations (Réf. 10)  
 Nous utiliserons cette approche dans notre développement.

### Analyse géométrique

La chose la plus importante sera de déterminer la Composante directe du rayonnement solaire qui arrive sur la surface du collecteur. La position du soleil est décrite par les angles  $\omega$  et  $\alpha$ . Les paramètres du collecteur sont définis par  $\gamma$ ,  $\chi$ ,  $L$  et  $D$ . L'analyse géométrique nous permet de déterminer théoriquement l'insolation réelle sur la surface de notre collecteur.

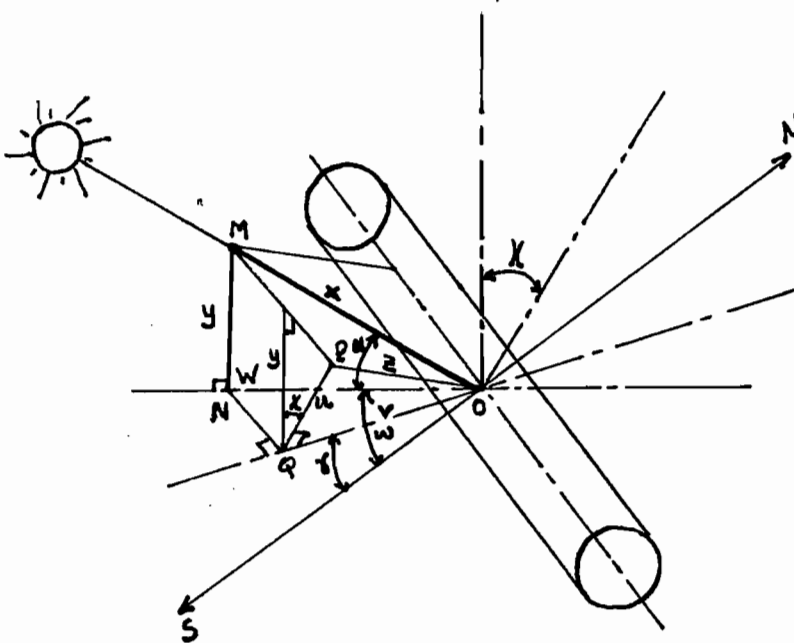


Figure 5

L'irradiance dans le plan horizontal se détermine géométriquement. En effet On a d'après la figure 5

$$\overline{MO} = x = I_b$$

$$\overline{MN} = y = I_{bh}$$

$$\overline{PO} = z = I_{bc}$$

$$\overline{NO} = w \quad \overline{PO} = v \quad \overline{OP} = u$$

$$x = y / \sin \alpha$$

$$w = x \cos \alpha = y \cot \alpha$$

$$v = w [\cos(\omega - \delta)] = y \cot \alpha \cdot \cos(\omega - \delta)$$

$$u = \frac{y}{\cos \chi}$$

L'irradiance mesurée dans la direction du soleil est

$$I_{bc} = z = \sqrt{u^2 + v^2} = y \left[ \cos^2(\omega - \delta) \cot^2 \alpha + 1 / \cos^2 \chi \right]^{0.5}$$

$$\text{D'où } I_{bc} = x \sin \alpha \left[ \cos^2(\omega - \delta) \cot^2 \alpha + 1 / \cos^2 \chi \right]^{0.5}$$

$$I_{bc} = I_b \sin \alpha \left[ \cos^2(\omega - \delta) \cot^2 \alpha + 1 / \cos^2 \chi \right]^{0.5} \quad [19]$$

L'irradiance dans le plan horizontal est  $I_{bh}$

$$I_{bh} = I_{bh} \left[ \cos^2(\omega - \delta) \cot^2 \alpha + 1 / \cos^2 \chi \right]^{0.5} \quad [20]$$

$I_{bc}$  et  $I_{bh}$  en  $W/m^2$

Si nous considérons que les radiations diffuse et réfléchie sont uniformément distribuées, les parties diffuse et réfléchie de l'irradiance solaire sont données par le modèle de LIU et JORDAN (Référence 10)

On a

$$I_{dc} = 0.5 I_{dh} \quad [21]$$

$$\text{et } I_{rc} = 0.5 I_{rh} = 0.5 \rho (I_{bh} + I_{dh}) \quad [22]$$

La puissance totale sera dans ce cas

$$P = \left\{ I_{bh} \left[ \cos^2 (\omega - \delta) \cot^2 \alpha + \frac{1}{\cos^2 \alpha} \right]^{0.5} + 0.25 \pi I_{dh} (1 + \cos \kappa) + 0.25 \pi (I_{bh} + I_{dh}) (1 - \cos \kappa) \right\} \cdot D \cdot L \quad \text{en Watt}$$

[23]

L'irradiance moyenne sur la surface du collecteur est donnée par  $I_{avc}$

$$I_{avc} = \frac{P}{\pi D L}$$

Dans notre cas le collecteur est placé dans la direction Est-Ouest d'où  $\kappa = 0^\circ$  et  $\delta = 0^\circ$

D'où

$$P = \left[ I_{bh} (\cos^2 \omega \cot^2 \alpha + 1)^{0.5} + 0.5 \pi I_{dh} \right] D L \quad [24]$$

en Watt

A un instant donné le terme  $K$  peut être considéré comme constant avec

$$K = I_{bh} (\cos^2 \omega \cot^2 \alpha + 1)^{0.5} + 0.5 \pi I_{dh}$$

La puissance est dans ce cas proportionnelle au produit  $\Delta L$

$$P = K \cdot \Delta L$$

Le volume de l'absorbeur est  $V = \pi \frac{D^2}{4} \cdot L$  et nous est imposé par le consommateur.

Le problème revient donc à maximiser la puissance  $P$  sous la contrainte volume  $V = \text{constante}$ .

$$V = \pi \frac{D^2}{4} L = \text{constante} \iff D^2 L = \text{constante}$$

$$\text{D'où } \begin{cases} \text{Max } P = K \cdot \Delta L \\ \text{s.c } V = \pi \frac{D^2}{4} L = \text{constante} \end{cases} \iff$$

$$\begin{cases} \text{max } \Delta L \\ \text{s.c } D^2 L = \text{constante} = a \end{cases}$$

$$D^2 L = a \iff \Delta L = \frac{a}{D}$$

Maximiser  $\Delta L$  sous la contrainte  $D^2 L = a$  revient à maximiser  $\frac{a}{D}$ , ce qui revient à minimiser le diamètre  $D$ .

$$P_{\max} \iff (\Delta L)_{\max} \iff D_{\min}$$



Pour maximiser la puissance  $P$  il suffit de réduire le diamètre au minimum en conservant le volume constant.

Les problèmes dus à la construction constituent d'autres limitations pratiques.

### 3.2 Distance entre Surface du Capteur et Vitrage

Le mécanisme de transmission d'une radiation à travers un matériel transparent (par exemple de verre) dépend de la longueur d'onde de la radiation, de l'angle d'incidence, de l'indice de réfraction et du coefficient d'extinction  $K$ .

La loi d'absorption de BOUGER relative à cette radiation stipule que l'atténuation d'une radiation est proportionnelle à son intensité dans le milieu et à la distance parcourue à travers ce milieu.

$$\text{On a } \boxed{-dI_{\lambda}(x) = I_{\lambda}(x) K_{\lambda} dx} \quad [26]$$

$K_{\lambda}$  est le coefficient d'extinction monochromatique  
 $I_{\lambda}(x)$  est l'intensité monochromatique de la radiation  
 après un parcours d'une distance  $x$ .

L'équation [ 26 ] peut se réécrire

$$\boxed{\frac{dI_{\lambda}(x)}{I_{\lambda}(x)} = -K_{\lambda} dx}$$

En intégrant entre 0 et  $L$  on obtient

$$\int_0^L \frac{dI_{\lambda}(x)}{I_{\lambda}(x)} = -\int_0^L K_{\lambda} dx$$

$$\text{D'où} \quad \ln \frac{I_1(L)}{I_{1,0}} = -k_1 \cdot L$$

$$\text{D'où} \quad \boxed{I_1(L) = I_{1,0} e^{-k_1 L}} \quad [27]$$

La transmittance  $T_1'$  est le rapport entre  $I_1(L)$  et  $I_{1,0}$

$$\boxed{T_1' = \frac{I_1(L)}{I_{1,0}} = e^{-k_1 L}} \quad [28]$$

Pour le verre ou a  $k_1 = k$

$\alpha' = 1 - e^{-kL}$  est le coefficient d'absorption d'une surface homogène.

La longueur optique  $L$  peut aussi être exprimée en fonction de l'épaisseur du matériel  $t$  et de l'angle de réfraction  $\theta_r$  (Réf 9)

$$\boxed{L = \frac{t}{\cos \theta_r}} \quad [29]$$

Pour répondre à ces exigences il est toujours honnête de déterminer  $L$ . C'est ainsi que THIERRY CABIROL (Référence 1) nous a proposé des distances empiriques entre vitres et absorbent et vitres elles-mêmes. Pour une seule vitre il propose de prendre une distance  $d = 2.8 \text{ cm}$  entre la vitre et l'absorbent. Si l'on veut 2 vitres ou plus on place toujours la première

vitre à 2.8 cm environ de la face absorbante puis les autres à 1.5 cm.

Notons qu'en présence de plusieurs vitres, seule la vitre supérieure doit être fixée rigidement, les autres doivent pouvoir se dilater librement, sinon elles risquent d'éclater à cause de la température élevée.

### 3.3 Forme géométrique du vitrage

Comme point de départ nous avons le projet "Capteur intégré 1984" (voir annexe A<sub>2</sub>)

Les mêmes expérimentales faites sur l'ancien Capteur montrent que l'eau contenue dans l'absorbant a tendance à se refroidir dès la tombée de la nuit, ce qui diminue le rendement du Capteur.

En général deux méthodes sont employées pour augmenter le rendement des Capteurs solaires par rapport aux Capteurs plans :

- \* La première méthode consiste à augmenter le rayonnement solaire par concentration.
- \* La deuxième méthode tente de diminuer les pertes de chaleur à l'absorbant en utilisant des Capteurs en tubes.

Notre Conception se basera sur la deuxième solution ce qui nous conduira à maintenir une distance

Constante entre l'absorbeur et le vitrage, d'où une forme cylindrique pour notre vitrage.

### 3.4 Choix des matériaux

#### 3.4.1 Capteur

Le capteur doit réaliser l'effet de serre c'est-à-dire qu'il doit laisser passer le rayonnement solaire et récupérer au maximum le rayonnement transmis par l'absorbeur. Il doit être opaque aux grandes longueurs d'onde et avoir une bonne stabilité thermique. Il doit posséder un grand coefficient de transmission  $\tau$ , un faible coefficient d'absorption  $\alpha$ , mais aussi un faible coefficient de réflexion  $\rho$ . En plus de cela notre capteur doit avoir la propriété d'épouser une forme cylindrique, forme que nous avons adoptée pour la géométrie du vitrage.

Le matériau mis à notre disposition pour répondre à ces exigences est le plexiglas avec

$$\tau = 0,9 \quad \alpha = 0,003 \quad \rho = 0,097$$

#### 3.4.2 Absorbeur

Comme son nom l'indique l'absorbeur doit avoir la propriété d'absorber le rayonnement transmis par le vitrage. L'absorption de la chaleur et le stockage se font dans un même ensemble. L'absorbeur doit aussi résister à la pression du réseau de distribution d'eau.

Pour augmenter la Capacité d'absorption de notre réservoir nous avons recouvert sa surface extérieure d'une Couche de noir de fumée. Par rapport au rayonnement solaire cette Couche noire a un Coefficient d'absorption  $\alpha = 0,96$ ; Ce qui augmente bien la Capacité d'accumuler l'énergie incidente.

### 3.4.3 Isolants thermiques

Les isolants thermiques doivent avoir la propriété de réduire les échanges de chaleur entre le Capteur et l'extérieur pour nous permettre d'avoir une douche normale après le coucher du soleil, moment pendant lequel l'absorbeur a tendance à émettre un rayonnement thermique vers l'environnement.

Pour atteindre cet objectif nous ferons en sorte qu'une grande partie de notre absorbeur soit recouverte de laine de verre (très bon isolant thermique) d'épaisseur minimum de cinq millimètres (5 mm).

Les supports maintiendront la laine de verre et l'absorbeur en contact.

### 3.5 Etude pour L'application d'une deuxième Couche de vitrage

On observe des pertes par rayonnement au niveau de l'absorbeur. Pour le verre environ 14% rayonne à

l'extérieur. En augmentant le nombre de vitres devant l'absorbeur on récupère une partie de ces pertes. Le schéma se présente comme suit

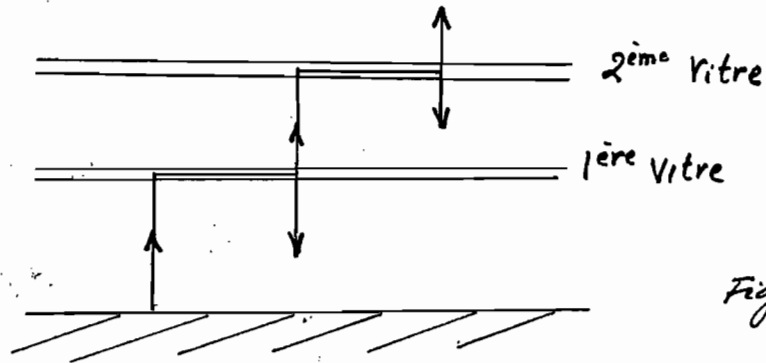


Figure 6

L'augmentation du nombre de vitres n'est pas sans inconvénient. En effet en augmentant le nombre de vitres devant l'absorbeur on diminue la transparence globale de la couverture transparente. Si le coefficient de transmission pour une vitre est  $\tau$  ( $\tau < 1$ ), avec  $n$  vitres on aura  $\tau_n = \tau^n < \tau < 1$ .

Avant d'ajouter une vitre, il faut donc s'assurer si ce que l'on perd en transparence est compensé par ce qu'on récupère par effet de serre supplémentaire.

Le graphique des rendements calculés en fonction de la température de sortie du capteur (Annexe A<sub>3</sub>) montre que si l'on désire un bon rendement et une température entre 20 et 30°C, il n'est pas nécessaire de mettre de vitre. Si l'on veut la température de l'eau entre 30 et 55° il vaut mieux une seule vitre, et

Si l'on veut de l'eau très chaude (de 55 à 100°C) il faut placer deux vitrages devant l'absorbeur. Au delà de 100°C il faudra trois vitrages.

Pour ce qui nous concerne nous avons fixé notre température d'utilisation à 40°C (voir calcul des besoins); température qui s'obtient facilement avec un vitrage. Cependant pour satisfaire les habitudes des consommateurs, notre souci principal serait de pouvoir obtenir de l'eau chaude à la tombée de la nuit moment où l'absorbeur émet un rayonnement thermique et l'eau a tendance à se refroidir. Une température élevée au cours de la journée nous aiderait à atteindre cet objectif.

Les équations de STOKES nous permettent de déterminer la réflectance totale et la transmittance totale en présence ou non de plusieurs vitrages.

Le schéma général se présente comme suit

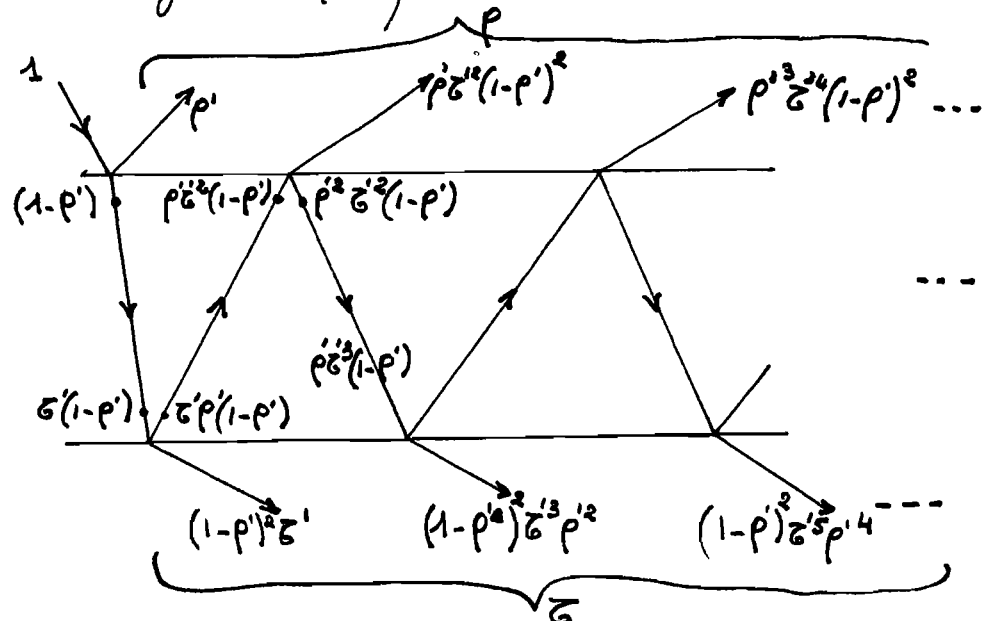


Figure 7

On obtient

$$\begin{cases} \rho = \rho' + \rho' \tau'^2 (1 - \rho')^2 + \rho'^3 \tau'^4 (1 - \rho')^4 + \dots \\ \tau = (1 - \rho')^2 \tau' + (1 - \rho')^4 \tau'^3 \rho'^2 + (1 - \rho')^6 \tau'^5 \rho'^4 + \dots \end{cases}$$

D'où

$$\begin{cases} \rho = \rho' + \tau'^2 (1 - \rho')^2 \rho' [1 + \rho'^2 \tau'^2 + \rho'^4 \tau'^4 + \dots] \\ \tau = (1 - \rho')^2 \tau' [1 + \rho'^2 \tau'^2 + \rho'^4 \tau'^4 + \dots] \end{cases}$$

Les termes entre crochets sont des séries géométriques avec 1 comme premier terme. En utilisant la formule de sommation des séries géométriques infinies nous aurons :

$$\rho = \rho' \left[ 1 + \frac{\tau'^2 (1 - \rho')^2}{1 + \rho'^2 \tau'^2} \right] \quad [30]$$

$$\text{et } \tau = \tau' \left[ \frac{(1 - \rho')^2}{1 - \rho'^2 \tau'^2} \right] \quad [31]$$

Plusieurs matériaux utilisés en transmission de l'énergie solaire ont leur valeur ( $KL$ ) très petite. Le plexiglas ayant cette propriété, on peut faire l'approximation

$$\tau' = e^{-KL} \simeq 1$$



$K$  est le coefficient d'extinction,  $L$  la longueur optique.

On peut à partir de cette approximation simplifier l'expression de  $\tau$  en séparant les effets d'absorbance et de réflectance.

$$\tau = \tau' \left[ \frac{1 - \rho'^2}{1 - \rho'^2 \tau'^2} \right] \quad \text{mais } \tau'^2 \approx 1$$

$$\text{d'où } \tau = \tau' \left[ \frac{(1 - \rho')^2}{1 - \rho'^2} \right] = \tau' \left[ \frac{1 - \rho'}{1 + \rho'} \right]$$

Pour un seul vitrage les équations de STOKES se résument comme suit :

$$\rho_1 = \rho' \left[ 1 + \frac{\tau'^2 (1 - \rho')^2}{1 - \rho'^2 \tau'^2} \right] \quad [32]$$

$$\tau_2 = \tau' \left[ \frac{1 - \rho'^2}{1 - \rho'^2 \tau'^2} \right] \approx \tau' \left( \frac{1 - \rho'}{1 + \rho'} \right) \quad [33]$$

$$\alpha = 1 - \rho - \tau$$

On montre que pour 2 vitrages on aura  $\tau_2$  et  $\rho_2$  tel que

$$\tau_2 = \frac{\tau_1 \tau_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \quad [34]$$

$$\text{et } \rho_2 = \rho_1 + \frac{\rho_1 \tau_1^2}{1 - \rho_1 \rho_2} \quad [35]$$

$\tau_1$  et  $\rho_2$  sont données par les équations [32] et [33]

Application pour le vitrage utilisé

$$\text{plexiglas} \begin{cases} \tau' = 0,9 \\ \alpha' = 0,003 \\ \rho' = 0,097 \end{cases}$$

En remplaçant  $\tau'$  et  $\rho'$  par leurs valeurs dans les équations [32] et [33]. On obtient  $\rho_1 = 0,1605$

$$\text{et } \tau_1 = 0,740 \quad \alpha_1 = 0,0995$$

$\rho_1$  et  $\tau_1$  nous permettent de connaître  $\rho_2$  et  $\tau_2$

$$\text{On trouve} \begin{cases} \rho_2 = 0,25 \\ \tau_2 = 0,562 \\ \alpha_2 = 0,188 \end{cases}$$

Par rapport à une vitre la transmittance totale  $\tau$  est diminuée (de l'ordre de 24 %); la réflectance a augmenté (de 55,8 %) et l'absorbance a augmenté (de 88,9 %). Il faut ajouter à cela d'autres inconvénients comme les jeux de dilatation, la difficulté de montage, les prix plus élevés.

Pour savoir si les inconvénients des doubles vitrages sont compensés par le gain qu'on en tire nous nous référerons à la partie expérimentale. C'est ainsi que nous allons prévoir l'utilisation d'un deuxième vitrage.

## 4. EXPERIMENTATION

La conception de notre capteur s'est faite dans les chapitres précédents. Il s'agit maintenant de faire la construction du modèle nouveau, de le tester et comparer les résultats obtenus avec ceux de l'ancien capteur. Cette analyse comparative nous permettra de donner des recommandations pour la construction du modèle commercial.

### 4.1 Description du modèle expérimental

Les plans en page (60) (61) (62) montrent les différents constituants de notre capteur.

Les supports ① et ② sont des parallélépipèdes rectangles de dimensions  $1150 \times 480 \times 20$  et  $1150 \times 450 \times 20$

Parmi les autres constituants on peut citer :

- les supports absorbants ③
- les supports vitrages ④
- l'absorbant ⑤
- les vitrages ⑥ (dimensions  $1150 \times 737 \times 2$  et  $1150 \times 784 \times 2$ )
- le réflecteur ⑦
- les parois latérales ⑧
- la laine de verre qui sert d'isolant thermique

## 4.2 Mesures

### But :

Les mesures ont pour but la détermination des performances du modèle construit quand ce dernier est couplé à un chauffe-eau électrique.

### 4.2.1 Instruments de mesure utilisés

- 1 Solarimètre Pana-Visa Metermayer
- 2 thermomètres
- 1 multimètre SIMPSON EM 272
- 1 débitmètre
- 1 chronomètre électrique
- Thermocouples + Lecteurs 32-JP-7

### 4.2.2 Schéma du montage

## Schéma du montage

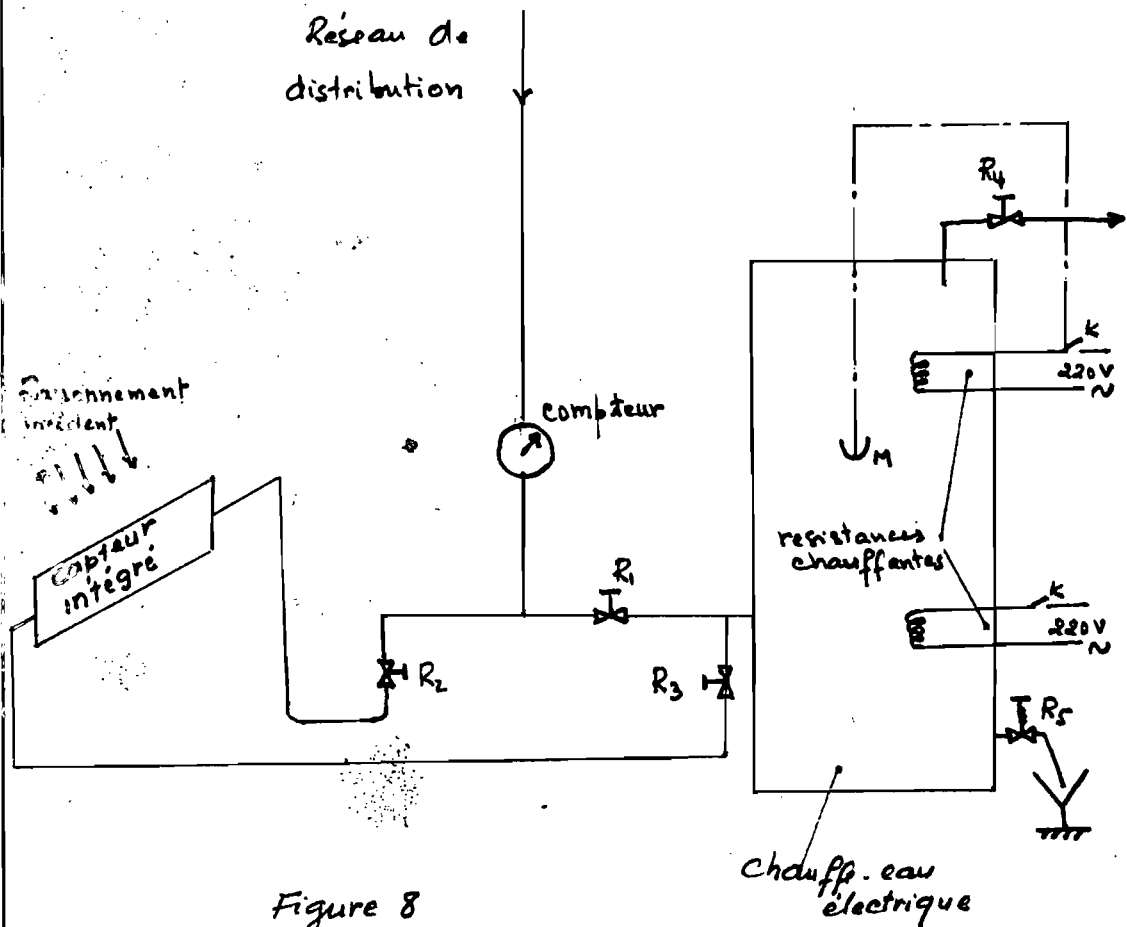


Figure 8

$R_1, R_2, R_3, R_4$  Robinetteries

$R_5$  Soupape de sécurité

D drain collecteur et chauffe-eau électrique

K Thermostat

M soude thermique

$R_4$  est le robinet de Puilage. Pour faire fonctionner le chauffe-eau électrique seul on ouvre  $R_1$ . Pour coupler le Capteur intégré au chauffe-eau électrique  $R_2$  et  $R_3$  sont Ouverts,  $R_1$  fermé.

### 4.2.3 Mesures d'ensoleillement

On utilise ici un polarimètre Para Visa Meter. Mayer et un multimètre SIMPSON EM 272. La mesure des irradiances se fera de huit heures au coucher du soleil. Pour ce faire il suffit de mesurer le voltage aux bornes du polarimètre. Sachant que pour notre appareil 105 millivolts correspondent à un Watt par centimètre Carré ( $1 \text{ W/cm}^2$ ) on peut convertir toutes nos lectures en Watt par mètre Carré

$$105 \text{ mV} \equiv 1 \text{ W/cm}^2 = 10000 \text{ W/m}^2$$

$$\text{D'où } 1 \text{ mV} \equiv \frac{10000}{105} \text{ W/m}^2$$

Pour convertir donc  $x$  mV en  $\text{W/m}^2$  il suffit de multiplier  $x$  par la constante  $\frac{10000}{105}$ .

### 4.2.4 Mesures de températures

Des thermocouples sont utilisés pour mesurer la température de l'absorbant, de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur, de l'eau à la sortie du chauffe-eau.

On peut approximer la température à l'intérieur du réservoir par la moyenne entre les températures à l'entrée et à la sortie du réservoir.

#### 4.2.5 Mesures de la Consommation électrique du chauffe-eau Fonctionnant seul ou couplé au capteur

Notre chauffe-eau électrique comprend deux modules de 4.5 kW et d'une capacité de 72 US gallons. Dans notre expérience le thermostat du bas sera réglé à 110°F et celui du haut à 0. Pour mesurer la consommation électrique on simule des charges avec un débit de message de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Un chronomètre électrique branché aux bornes de la résistance chauffante nous permet de déterminer le temps de fonctionnement entre deux heures différentes. Le chronomètre déclenche quand le courant passe dans la résistance chauffante et s'arrête quand le courant ne passe plus.

Une pince ampéremétrique nous donne l'intensité du courant  $I$  qui traverse la résistance chauffante et le voltage  $U$  aux bornes de cette résistance nous est donné par un multimètre.

Connaissant  $U$  et  $I$  on peut déterminer la puissance  $P$  ( $P = UI \cos \varphi$ ). Connaissant ensuite le temps de consommation  $t$  en heures et en supposant un facteur de puissance  $\cos \varphi \approx 1$  on détermine la consommation électrique  $W$  par la formule

$$W = UI t$$

Que le chauffe-eau électrique soit seul ou couplé au Capteur le processus opératoire de mesure reste le même, la seule différence vient du fait que au niveau du Couplage le renouvellement après puisage se fait avec de l'eau préchauffée au niveau du Capteur, ce qui diminue la consommation électrique de notre chauffe-eau électrique.

L'analyse des résultats nous permettra d'apprécier les performances d'un tel système.

#### 4.2.6 Résultats

Les données du C.E.R.E.R relatives aux durées d'insolation de 1967 à 1982 nous donnent en moyenne 9.32 Heures pour le mois de mars; 9.90 heures pour le mois d'avril et 9.58 heures pour celui de mai

(voir annexe A4)

Nous nous servirons de ces valeurs pour calculer nos moyennes planes, nos relevés ayant été effectués aux mois de mars, avril et mai.



Tableau 1 : Chauffe-eau électrique fonctionnant seul  
Thermostat du bas réglé à  $110^{\circ}\text{F}$  ( $43.33^{\circ}\text{C}$ )

Mesure de la Consommation électrique

$$U = 220 \text{ V}$$

$$I = 13.5 \text{ A}$$

Heures	$T_{\text{entrée}}$ (°C)	$T_{\text{sortie}}$ (°C)	Consommation électrique (kWh)
8	27	29	0
9	27	37	2.97
10	27	41	0.49
11	27	41	0.78
12	27	42	0.53
13	28	43	0.54
14	27	42	0.46
15	27	43	0.42
16	27	43	0.41
17	27	42	0.40
18	27	43	0.43
19	27	44	0.39
20	27	43	0.40
21	27	43	0.41
22	27	43	0.43

Consommation journalière totale 9.05 kWh

Puisage de 20 l à toutes les heures indiquées.

Tableau 2 : Couplage chauffe. eau électrique et  
ancien capteur solaire

Journée du 18 mars 1985

Thermostat du bas réglé à 110°F (43.33°C)

moyenne solaire : 618 W/m<sup>2</sup>

U = 220 V

I = 13.5 A

Heures	I <sub>h</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>eau</sub> entrée (°C)	T <sub>eau</sub> sortie Capteur (°C)	T <sub>eau</sub> sortie chauffe eau (°C)	Consommation électrique (cc)
8	0	27	26	28	0
9	190.5	27	28	39	2.97
10	428.6	27	30	43	1.18
11	571.4	27	41	43	0.58
12	762	28	45	43	0.46
13	762	29	50	48	0.38
14	857	27	47	43	0
15	952.4	28	47	46	0.37
16	666.7	30	50	50	0
17	571.4	28	40	46	0
18	0	28	37	45	0.42
19	0	28	28	43	0.36
20	0	27	27	43	0.44
21	0	27	27	43	0.41
22	0	27	27	43	0.43

Consommation journalière totale 8 kWh

Puisage de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Tableau 3 : Couplage chauffe. eau électrique et  
ancien capteur solaire

Journée du 22 mars 1985

Thermostat du bas réglé à  $110^{\circ}\text{F}$

moyenne solaire :  $753 \text{ W/m}^2$

$U = 220 \text{ V}$

$I = 13.5 \text{ A}$

Heures	$I_h$ ( $\text{W/m}^2$ )	$T_{\text{eau}}$ entrée ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}$ Sortie Capteur ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}$ Sortie chauffe eau ( $^{\circ}\text{C}$ )	Consommation électrique kwh
8	95.2	27	27	30	0
9	381	27	31	38	2.97
10	619	27	39	40	0.55
11	781	27	46	44	1.03
12	952.4	28	53	43	0
13	952.4	27	58	46	0
14	952.4	31	58	48	0
15	857	31	54	46	0
16	714.3	29	52	46	0
17	476.2	29	44	43	0
18	238	29	41	43	0
19	0	27	35	43	0.51
20	0	27	31	42	0.46
21	0	27	28	42	0.40
22	0	27	27	43	0.43

Consommation journalière totale 6.35 kWh

Puisage de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Tableau 4 : Couplage chauffe-eau électrique et  
ancien capteur solaire

Journée du 23 mars 1985

Thermostat du bas réglé à 110°F

Moyenne solaire : 742 W/m<sup>2</sup>

U = 220 V

I = 13.5 A

Heures	I <sub>n</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>entrée</sub> eau (°C)	T <sub>sortie</sub> eau Capteur (°C)	T <sub>sortie</sub> eau chauffe eau (°C)	Consommation électrique kWh
8	0	27	28	28	0
9	400	27	30	37	2.97
10	619	26	37	42	1.12
11	857	31	44	42	0.54
12	952.4	31	52	46	0
13	971	32	58	45	0
14	971	33	62	48	0
15	838	31	57	43	0
16	685.7	31	52	43	0
17	428.6	27	45	41	0
18	190.5	27	39	43	0.59
19	0	27	36	43	0
20	0	27	32	42	0.55
21	0	27	29	43	0.46
22	0	27	27	43	0.43

Consommation journalière totale 6.66 kWh

Puissance de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Tableau 5 : Couplage chauffe. eau électrique et  
nouveau Capteur solaire avec 2 VITRES

Journée du 29 mars 1985

Thermostat du bas réglé à 110°F

Moyenne solaire : 809.3 W/m<sup>2</sup>

U = 220 V

I = 13.5 A

Heures	I <sub>n</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>eau</sub> entrée (°C)	T <sub>eau</sub> Sortie Capteur (°C)	T <sub>eau</sub> Sortie chauffe eau (°C)	Consommation électrique kWh
8	95.2	26	30	26	0
9	428.6	27	31	41	2.97
10	714.3	27	37	43	0.49
11	857.1	27	38	42	0.54
12	952.4	27°	51	42	0.40
13	1047.6	30	58	48	0
14	1000	31	57	50	0
15	952.4	32	60	52	0
16	762	29	52	43	0
17	523.8	29	47	43	0
18	209.5	28	41	43	0.48
19	0	28	38	43	0.38
20	0	26	34	43	0
21	0	26	32	43	0.44
22	0	26	32	43	0.36

Consommation journalière totale 6,06 kWh  
Puisage de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Tableau 6 : Couplage chauff. eau électrique et  
nouveau Capteur solaire avec 2 VITRES

Journée du 31 mars 1985

Thermostat du bas réglé à  $110^{\circ}\text{F}$

Moyenne solaire :  $813 \text{ W/m}^2$

$U = 220 \text{ V}$

$I = 13.5 \text{ A}$

	$I_h$ ( $\text{W/m}^2$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{entrée}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{sortie capteur}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{sortie chauffe}}$ eau ( $^{\circ}\text{C}$ )	Consommation électrique kWh
8	152.4	26	33	28	0
9	495.2	26	36	38	2.97
10	714.3	26	38	40	0.54
11	904.8	26	47	42	0.25
12	1028.6	27	53	43	0.39
13	1047.6	27	56	43	0
14	952.4	27	63	43	0
15	904.8	27	57	43	0
16	742.8	27	52	43	0
17	400	27	47	43	0
18	238	27	40	43	0
19	0	27	38	43	0
20	0	27	32	43	0.47
21	0	27	31	43	0.37
22	0	27	30	43	0.36

Consommation journalière totale 5.35 kWh

Puisage de 20 litres à toutes les heures indiquées

Tableau 7 : Couplage chauffe-eau électrique et  
nouveau capteur avec 2 VITRES

Journée du 1<sup>er</sup> avril 1985

Thermostat du bas réglé à 19.0 °F

Moyenne solaire 595 W/m<sup>2</sup>

U = 220 V I = 13.5 A

M. 1985	I <sub>h</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>entrée</sub> <sup>eau</sup> (°C)	T <sub>sortie</sub> <sup>eau</sup> Capteur (°C)	T <sub>sortie</sub> <sup>eau</sup> chauffe-eau (°C)	Consommation électrique kWh
8	0	27	27	27	0
9	0	27	29	38	2.97
10	476.2	27	35	40	0.66
11	714.3	27	43	41	0.66
12	809.5	27	47	42	0.68
13	904.8	27	50	44	0
14	876.2	27	55	45	0.41
15	809.5	27	57	44	0
16	571.4	27	51	43	0
17	381	27	44	43	0
18	0	27	40	43	0.48
19	0	27	34	43	0
20	0	27	32	43	1.24
21	0	27	30	43	0.41
22	0	27	29	43	0.40

Consommation journalière totale 7.91 kWh

Puissance de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Tableau 8 : Couplage chauffe-eau électrique et  
nouveau capteur avec 1 VITRE

Thermostat du bas réglé à 77.0 °F

Journée du 2 avril 1985

Moyenne solaire 690 W/m<sup>2</sup>

U = 220 V

I = 13.5 A

Heures	I <sub>h</sub> (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>eau</sub> entrée (°C)	T <sub>eau</sub> Sortie Capteur (°C)	T <sub>eau</sub> Sortie chauffe -eau (°C)	Consommation électrique kWh
8	0	26	27	27	0
9	333.3	26	29	39	2.97
10	609.5	26	37	42	0.69
11	809.5	26	46	42	0.56
12	904.8	27	52	44	0.46
13	952.4	27	57	44	0.42
14	952.4	27	59	44	0.35
15	838	27	60	44	0
16	714.3	28	55	43	0
17	523.8	28	48	43	0
18	190.5	27	42	43	0
19	0	27	37	43	0
20	0	27	33	43	0
21	0	27	33	43	0.43
22	0	27	32	43	0

Consommation journalière totale 5.88 kWh

Puisage de 20 litres à toutes les heures indiquées.



Tableau 9 : Couplage chauffe. eau électrique et  
nouveau capteur avec 1 VITRE

Thermostat du bas réglé à  $110^{\circ}\text{F}$

Journée du 3 avril 1985

Moyenne solaire :  $713 \text{ W/m}^2$

$U = 220 \text{ V}$

$I = 13.5 \text{ A}$

Heures	$I_h$ ( $\text{W/m}^2$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{entrée}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{sortie capteur}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{sortie, chauffe}}$ $T_{\text{eau}}^{\text{électrique}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Consommation électrique ( $\text{kWh}$ )
8	171.4	26	28	27	0
9	438	26	30	38	2.97
10	666.7	26	38	42	0.65
11	933.3	26	46	43	0.56
12	1009.5	28	53	43	0.44
13	1028.6	28	58	44	0
14	952.4	28	58	44	0
15	857.1	28	58	43	0
16	619	28	53	43	0
17	381	27	50	43	0
18	0	27	42	43	0
19	0	27	37	42	0
20	0	27	35	42	0
21	0	27	34	43	0.52
22	0	27	33	43	0.60

Consommation journalière totale 5.74 kWh

Puisage de 20 litres à toutes les heures indiquées.

Tableau 10 : Couplage chauffe. eau électrique et  
nouveau Capteur avec 1 VITRE

Thermostat du bas réglé à  $110^{\circ}\text{F}$

Journée du 14 mai 1985

Moyenne Solaire :  $781 \text{ W/m}^2$

$U = 220\text{V}$

$I = 13.5 \text{ A}$

Heures	$I_h$ ( $\text{W/m}^2$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{entrée}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{sortie Cap-}}^{\text{teur}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{ambiante}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{\text{eau}}^{\text{sortie chauffe}}^{\text{eau}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Consommation électrique (kWh)
8	142.8	27	28	22	29	0
9	476.2	27	32	25	40	2.97
10	714.3	27	39	29	41	0.30
11	866.7	27	47	32	42	0.64
12	1000	27	53	33	43	0.52
13	1047.6	27	56	36	44	0.38
14	952.4	27	58	34	43	0
15	904.8	27	57	34	43	0
16	714.3	27	52	32	43	0
17	457.1	27	47	28	43	0
18	209.5	27	40	26	43	0
19	0	27	36	23	43	0
20	0	27	34	22	43	0.43
21	0	27	32	22	43	0
22	0	27	31	21	43	0.44

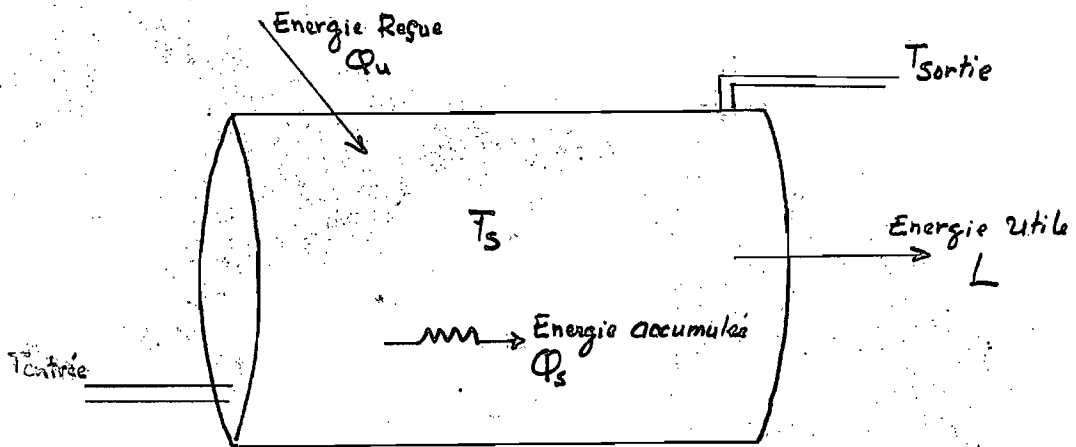
Consommation journalière totale

5.68 kWh

Puisage de 20 l à toutes les heures indiquées

## 5. MODELE D'ÉCHANGES THERMIQUES

Le bilan énergétique peut être représenté par le schéma suivant



Le bilan d'énergie est le suivant

$$\left( \begin{array}{l} \text{Energie reçue} \\ \text{par le système} \end{array} \right) = \left( \text{Energie utile} \right) + \left( \text{Pertes} \right) + \left( \begin{array}{l} \text{Energie accumulée} \\ \text{dans le collecteur} \end{array} \right)$$

$$\Phi_u = L + q_{\text{loss}} + \Phi_s$$

J'ai

$$\Phi_s = \Phi_u - L - q_{\text{loss}} \quad [36]$$

$$Q_s = (mc_p)_s \frac{dT_s}{dt}$$

$$q_{\text{loss}} = (UA)_s (T_s - T_a)$$

L'équation [ 36 ] devient

$$(mc_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_u - L - (UA)_s (T_s - T_a)$$

[37]

Pour une incrémentation finie dans le temps l'équation [ 37 ] peut se réécrire [ Référence 11 ]

$$T_{S_{\text{new}}} = T_{S_{\text{old}}} + \frac{\Delta t}{(mc)_s} [ Q_u - L - (UA)_s (T_{S_{\text{old}}} - T_a) ]$$

[38]

$T_a$  = température ambiante

$T_s$  = température de l'eau dans le réservoir

$U_s$  = Coefficient de Convection du support

$A_s$  = Surface du réservoir

$t$  = temps

$m$  = masse d'eau dans le réservoir

$c$  = Chaleur spécifique de l'eau

D'autre part on a

$$L = m c (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})$$

$$\text{mais } T_s \approx \frac{T_{\text{sortie}} + T_{\text{entrée}}}{2}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}} &= 2T_s - 2T_{\text{entrée}} \\ &= 2(T_s - T_{\text{entrée}}) \end{aligned}$$

$$\text{D'où } L = 2 m c [T_s - T_{\text{entrée}}]$$

$$\text{On a aussi } Q_{\text{th}} = I_c \cdot A_c \cdot \tau_g \cdot \alpha_s$$

$I_c$  = rayonnement incident

$A_c$  = surface du vitrage

$\tau_g$  = Coefficient de transmission du vitrage

$\alpha_s$  = Coefficient d'absorption du réservoir

$m$  = débit de fluide

$T_{\text{entrée}}$  = température de l'eau à l'entrée du capteur

$T_{\text{sortie}}$  = température de l'eau à la sortie du capteur

### Application

$$U_s = 3 \text{ W/m}^2$$

$$\Delta t = 1 \text{ heure}$$

$$A_s = 1.6 \text{ m}^2$$

$$A_c = 0.85 \text{ m}^2$$

$$\alpha_s = 0.96$$

$$\tau_s = 0.9$$

$$m = 136 \text{ kg}$$

$$m_i = 20 \text{ kg/heure}$$

$$c = 4.19 \text{ kJ/kg}$$

$$(UA)_s = 3 \text{ W/m}^2 \times 1.6 \text{ m}^2 = 4.8 \text{ W} \equiv 17.28 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$Q_u = I_c \cdot A_c \cdot \tau_s \cdot \alpha_s = I_c \times 0.85 \times 0.9 \times 0.96$$

$$Q_u = 0.734 I_c \quad (\text{W}) \quad I_c \text{ en } \text{W/m}^2$$

$$Q_u \equiv 2.6424 I_c \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

L'équation [ 38 ] devient

$$T_{\text{new}} = T_{\text{old}} + \frac{1}{136 \times 4.19} \left[ 2.6424 I_c - 20 \times 4.19 \times 2 (T_{\text{old}} - T_{\text{entree}}) - 17.28 (T_{\text{old}} - T_a) \right]$$

$$\text{Donc } T_{\text{new}} = T_{\text{old}} + \frac{1}{569.84} \left[ 2.6424 I_c - 167.6 (T_{\text{old}} - T_{\text{entree}}) - 17.28 (T_{\text{old}} - T_a) \right] \quad [39]$$

Puisque le forage s'effectue après les mesures la valeur de l'énergie utile pour chaque heure s'obtient en utilisant  $T_{\text{old}}$  et  $T_{\text{entree}}$  à l'heure précédente.

L'équation finale donnant la température en une heure donnée en fonction de la température à l'heure précédente, du rayonnement incident et de la température

ambiante est :

$$T_{\text{new}} = T_{\text{old}} + \frac{1}{569.84} \left[ 2.6424 I_c - 167.6 (T_{\text{old}} - T_{\text{entrée}})_1 - 17.28 (T_{\text{old}} - T_a) \right] \quad [40]$$

$(T_{\text{old}} - T_{\text{entrée}})_1$  correspond à l'heure précédente.

$T_{\text{new}}$  pour une heure devient  $T_{\text{old}}$  pour l'heure suivante.

En appliquant l'équation [40] aux résultats relatives à la journée du 14 mai 1985 (Tableau n° 10)

On obtient les résultats du tableau [11].

On peut représenter les températures théorique et expérimentale en fonction des heures de la journée. On obtient le graphique [1] qui montre une faible différence entre la courbe théorique et la courbe expérimentale. Les hypothèses faites pour le modèle d'échanges thermiques sont acceptables.

Tableau 11 : Modèle d'échanges thermiques

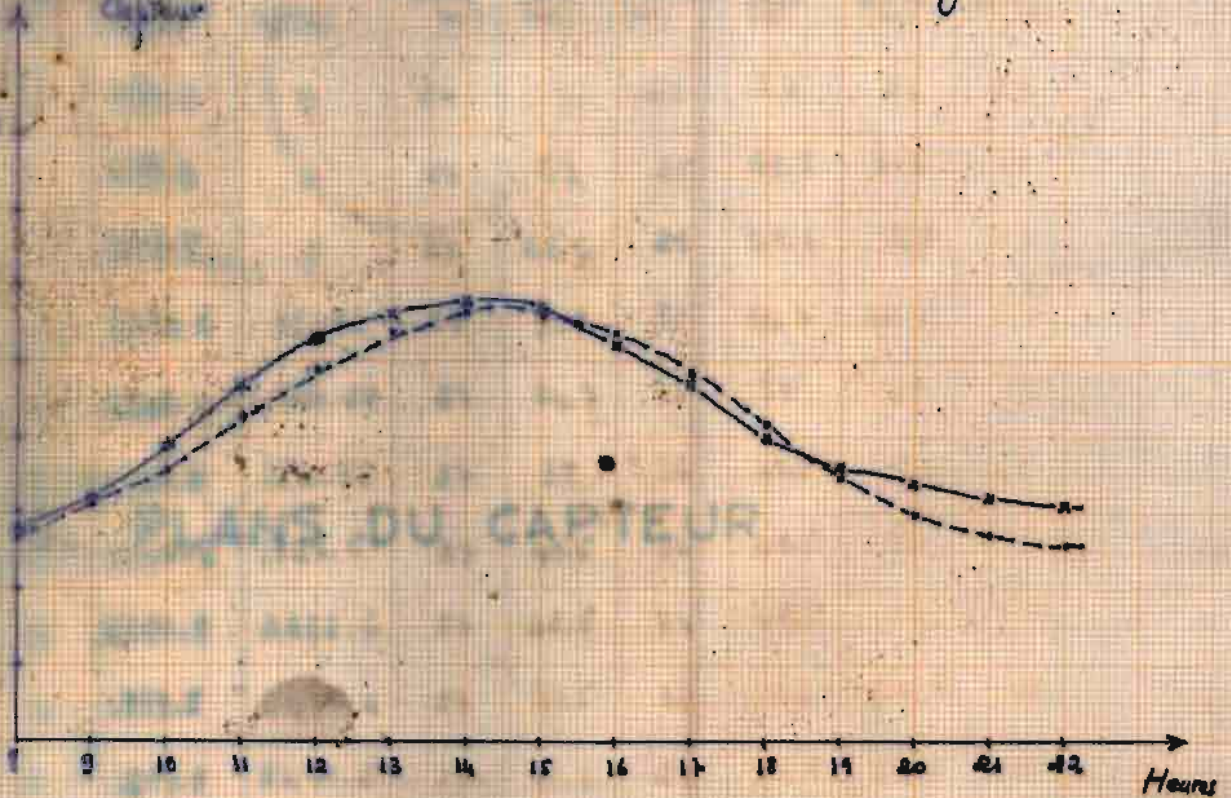
Résultats relatifs à la journée du 14 mai 1985

Heures	$Q_u$ (kJ/h)	L (kJ/h)	$T_{eau}$ Entrée (°C)	$T_{sola}$ (°C)	$T_{ambiante}$ (°C)	$T_{sneur}$ (°C)	$T_{théorique}$ Sortie (°C)	$T_{exp.}$ Sortie (°C)
8	377.3	0	27		22	27	27	28
9	1252.3	0	27	27	25	29.1	31.2	32
10	1887.5	0	27	29.1	29	31.3	35.6	39
11	2770.2	351.96	27	31.3	32	34.7	42.4	47
12	2642.4	720.68	27	34.7	33	38	49	53
13	2768.2	1290.52	27	38	36	40.5	54	56
14	2516.6	1843.6	27	40.5	34	41.5	56	58
15	2390.8	2262.6	27	41.5	34	41.5	56	57
16	1887.5	2430.2	27	41.5	32	40.3	53.6	52
17	1207.8	2430.2	27	40.3	28	37.8	48.6	47
18	553.6	2229.08	27	37.8	26	34.5	42	40
19	0	1810.08	27	34.5	23	31	35	36
20	0	1257	27	31	22	28.5	30	34
21	0	670.4	27	28.5	22	27.1	27.2	32
22	0	261.4	27	27.1	21	26.5	26	31



Graphique 1 : Température à la  
sortie du capteur en fonction  
des heures de la journée

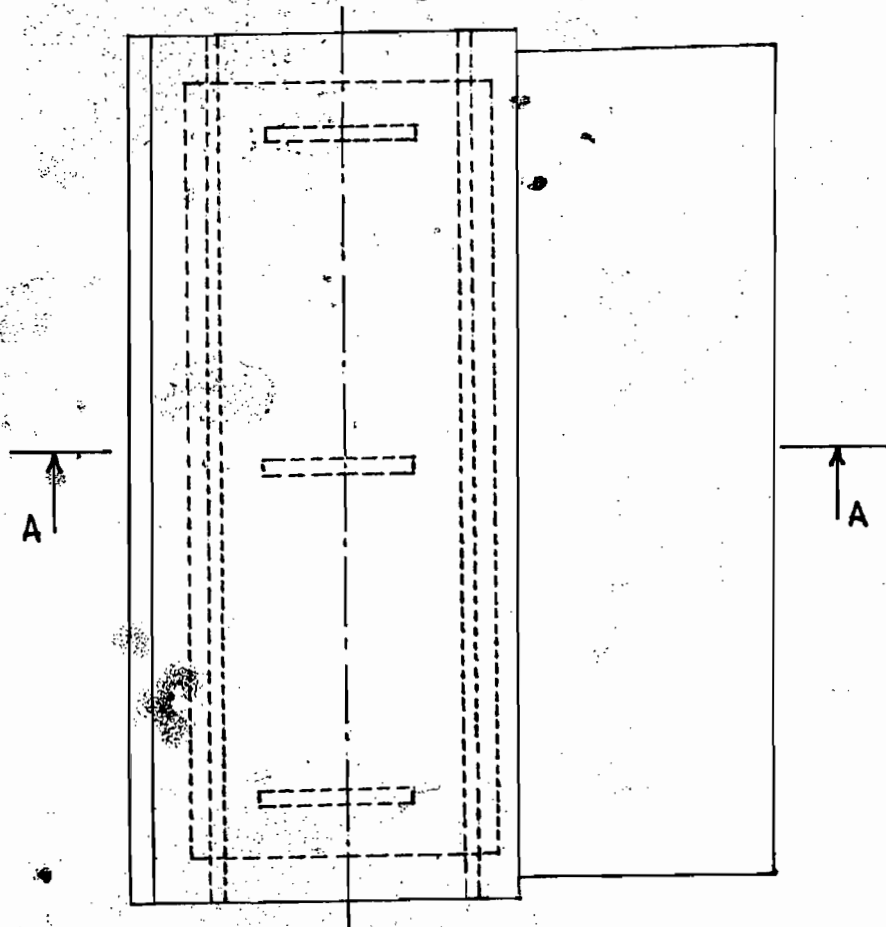
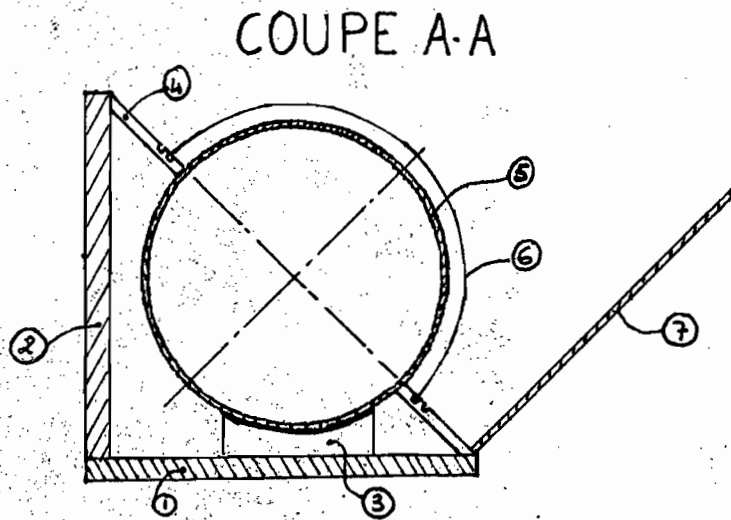
Température à la sortie du  
Capteur



— — — — — Courbe théorique

— — — — — Courbe expérimentale

## 6. PLANS DU CAPTEUR



CAPTEUR INTEGRE 1985

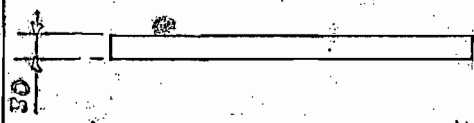
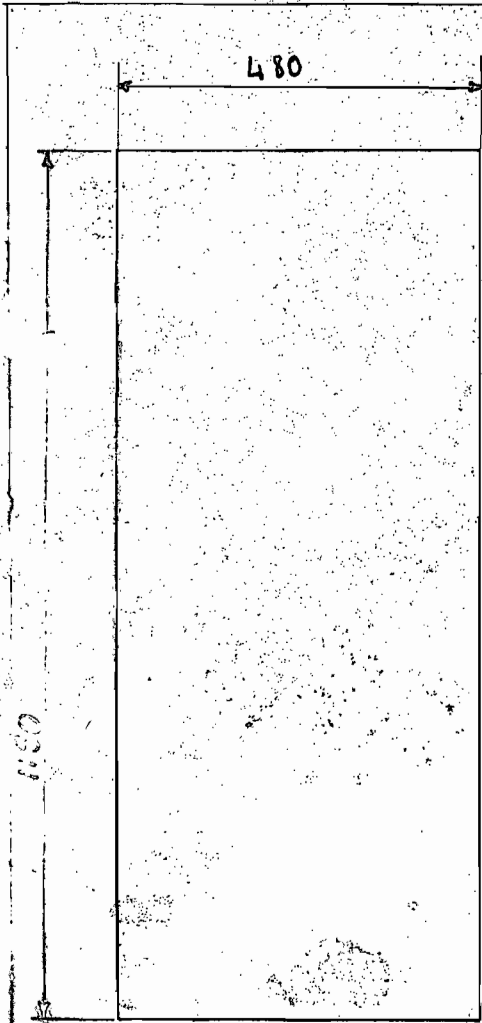
Aliou FAYE

VUE D'ENSEMBLE

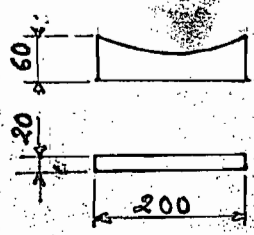
Matricule 380

Echelle : 1/10

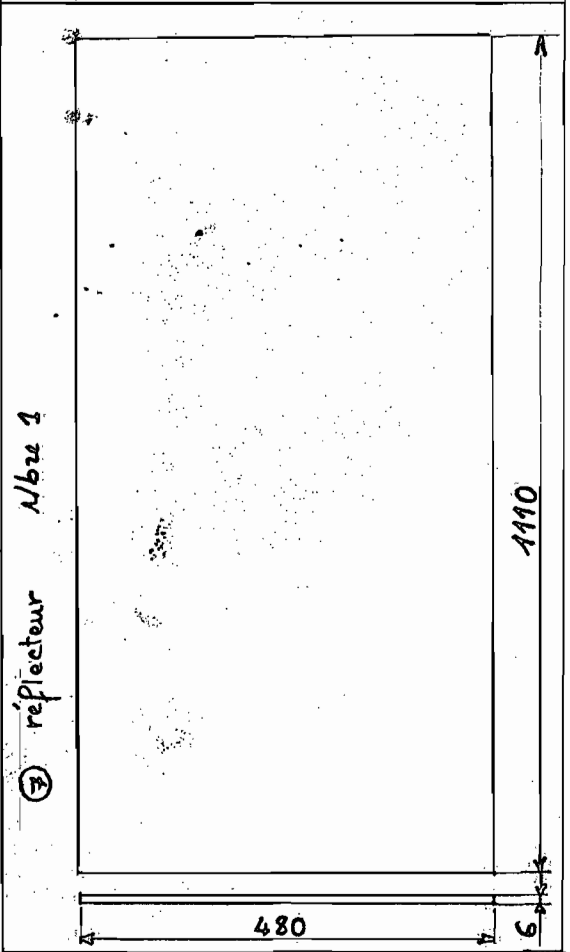
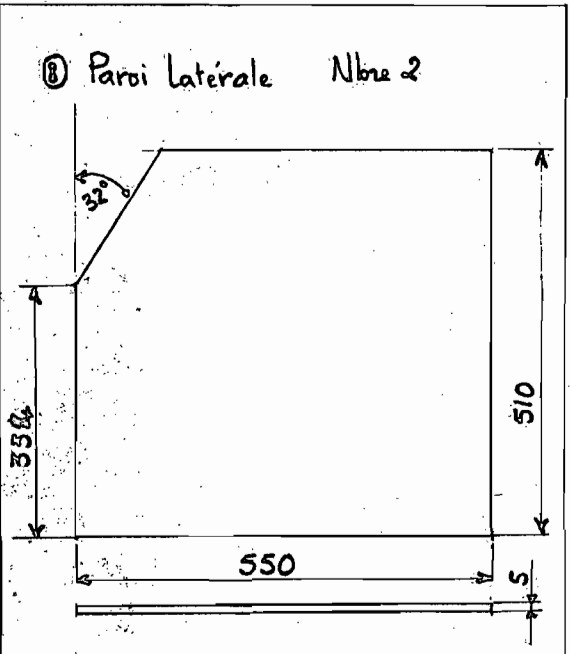
22 mai 1985



①/② Support principal Nbre 2



③ Support absorbeur Nbre 3



⑦ reflecteur Nbre 1

CAPTEUR INTEGRE 1985

Aliou FAYE

VUES DETAILLEES

Matricule 380

Echelle 1/10

22 mai 1985



## 7. ETUDE ECONOMIQUE

Designation	nombre	Dimensions	Matériaux	Prix
Supports principaux	2		Bois	7500
Supports latéraux	2		Bois	1500
Support réflecteur	1		Bois	1500
Vitrage	1		Plexiglas	22 000
Réservoir	1		acier	23 000
Papier aluminium				1900
tuyaux			PVC	2000
Robinet			Cuivre	2500

main-d'œuvre et autres accessoires

12500

investissement total

74400

Nous ferons nos calculs sur la base d'une famille de huit personnes soit une consommation électrique totale de 6,032 kWh/jour (voir calcul des besoins énergétiques).

Avec le prix actuel du kWh (88,08 FCFA), cette famille doit payer en moyenne la somme  $y$  par mois

$$y = 6,032 \frac{\text{kWh}}{\text{jours}} \times \frac{30 \text{ jours}}{\text{mois}} \times 88,08 \text{ FCFA}$$

$$\text{Soit } y = 16066 \text{ FCFA / mois}$$

Les données du CERER relatives aux insulations de 1967 à 1982 pour notre sous-région nous donnent en moyenne par an  $2129,4 \times 10^3 \text{ Wh/m}^2$  et 3123,1 h d'ensoleillement soit une insolation moyenne  $I_m$

$$I_m = \frac{2129,4 \times 10^3 \text{ Wh/m}^2}{3123,1 \text{ h}} = 682 \text{ W/m}^2$$

On peut déterminer graphiquement l'économie réalisée  $C_m$  correspondant à  $I_m$ . On trouve  $C_m = 35\%$  (voir graphique 2 page 69)

Avec une économie moyenne  $C_m$  de 35% la famille ne payera que 65% de  $y$  soit

$$y' = 65\% \times 16066 = 10443 \text{ FCFA / mois}$$

On peut se poser maintenant la question de savoir à partir de quelle année notre investissement initial  $P_0$  sera-t-il rentable.

Soit  $P_n$  la valeur définitive de l'investissement au bout de  $n$  années avec un taux d'intérêt de  $i = 12\%$

$$\text{On a } \boxed{P_n = P_0 (1+i)^n} \quad [41]$$

Les sommes  $y'$  payées mensuellement par la famille constituent une annuité générale de fin de période avec des fréquences de versements  $v$  mensuels ( $v=12$ ) et une fréquence de capitalisation  $c$  annuelle ( $c=1$ )

La valeur définitive de cette annuité générale de fin de période sera  $V_{dg}$

$$\boxed{V_{dg} = y' \frac{1}{S_{c/v|i}} S_{N|i}} \quad [42]$$

$S_{c/v|i}$  = facteur de correction d'une annuité générale de fin de période

$S_{N|i}$  = facteur d'accumulation

$c$  = fréquence de capitalisation

$v$  = fréquence des versements



$y'$  = montant de l'annuité

$i'$  = taux périodique par période de Capitalisation

$N$  = nombre de période de Capitalisation.

$N$  = nombre d'années  $\times c = n \times c$

$i'$  = taux nominal  $\times c = i \times c$

Pour notre cas  $c = 1$  d'où  $N = n$  et  $i = i'$

donc on aura  $V_{dg} = y' \frac{1}{S_{c/v|i}} S_{n|i}$

$$S_{n|i} = \frac{(1+i)^n - 1}{i} \quad i = 12\%$$

$$S_{c/v|i} = \frac{(1+i)^{c/v} - 1}{i} \quad c/v = \frac{1}{12}$$

$$S_{c/v|i} = \frac{(1+0.12)^{1/12} - 1}{0.12} = 0,079073$$

On peut dresser un tableau nous donnant  $P_n$  et  $V_{dg}$  pour chaque année  $n$ .

Tableau 12

n	1	2	3	4	5
$P_n$	83328	93327	104526	117070	131118
$S_{T_i}$	1	2.120000	3.374000	4.779328	6.352847
$V_{d_j}$	132068	279984	445597	631195	839007
$P_n - P_n$	48740	186657	341071	514125	707889

Les résultats nous permettent de dire que notre système solaire est économiquement rentable. Même avec une durée de vie d'une année, elle nous permet d'économiser  $V_{d_j} - P_n = 48740$  FCFA, ce qui n'est pas du tout négligeable.

## 8. ANALYSE ET COMPARAISON DES RESULTATS

Chauffe-eau électrique fonctionnant seul

→ Consommation électrique  $W = 9,05 \text{ kWh}$

Couplage chauffe-eau électrique et Capteur solaire

Tableau 13 : RECAPITULATION

ANCIEN CAPTEUR				
Insolation moyen ( $\text{W/m}^2$ )	Consommation électrique (kwh)	Economie réalisée en %	Température maximale (°c)	Température à 22h
618	8	11.7	50	27
753	6.35	29.9	58	27
742	6.66	26.5	62	27

NOUVEAU CAPTEUR (2 VITRES)

809.3	6.05	33.1	60	32
813	5.35	40.9	63	30
595	7.91	12.7	57	29

NOUVEAU CAPTEUR (1 VITRE)

690	5.88	35.1	60	32
713	5.74	36.6	58	33
781	5.88	37.3	58	31

Graphique 2 : Economie réalisée en fonction de l'ensollement moyen

Economie réalisée en %

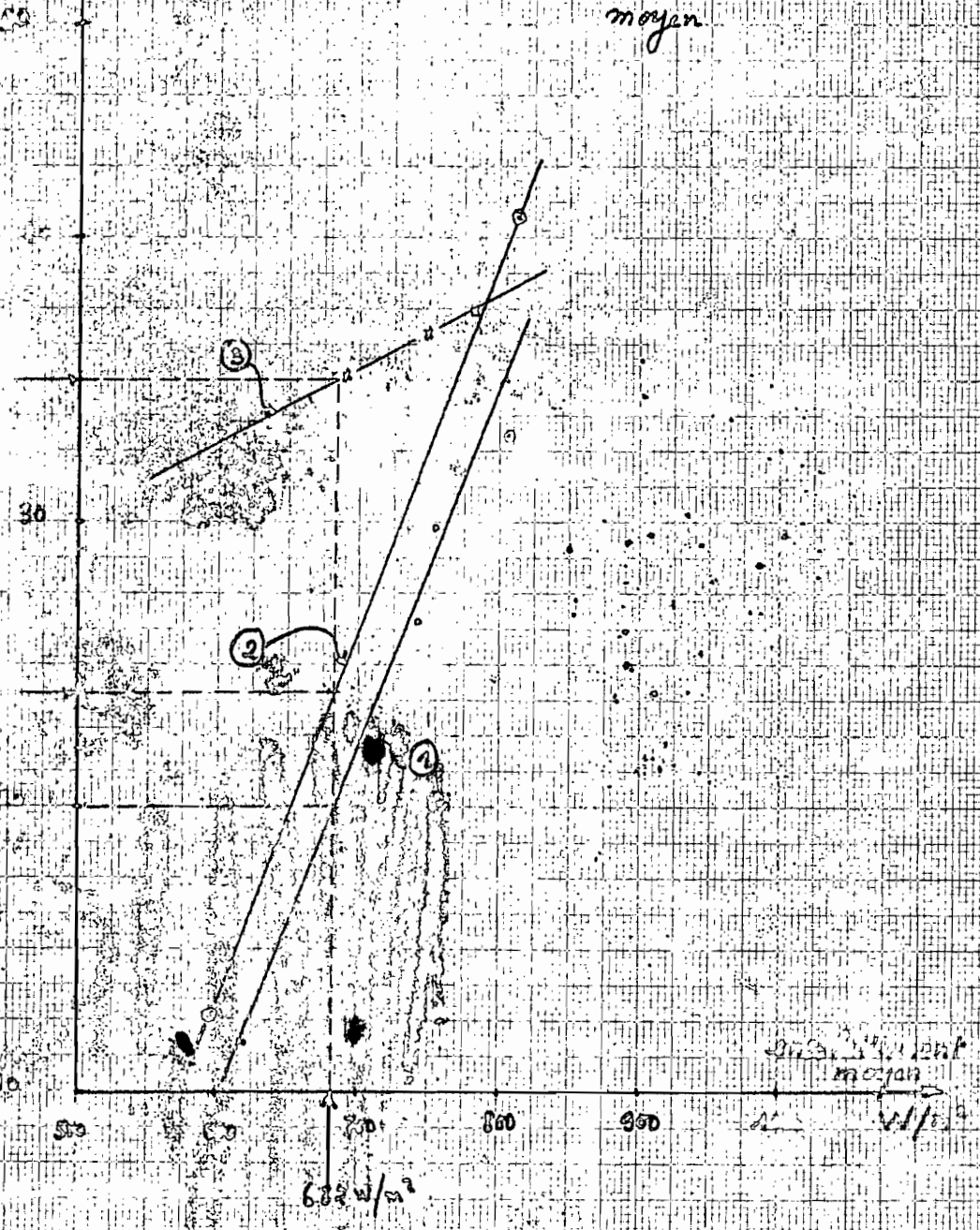
25

20

15

10

5



- ① ancien Captex
- ② nouveau Captex (2 vitres)
- ③ ancien Captex (1 vitre)

Après Conception, Construction et détermination des performances de notre nouveau modèle il est maintenant nécessaire de Comparer ces performances à celles de ce capteur intégré. D'abord nous nous proposons ~~de faire~~ une comparaison entre le vitrage simple et le vitrage double.

Les résultats du tableau [ 13 ] montrent que les températures maximales pendant la journée de mêmes que les températures à 22 heures sont dans le même ordre de grandeur pour les deux cas. On s'attendait théoriquement à ce que le stockage ait sensiblement augmenté avec le double vitrage mais tel n'est pas le cas.

Le graphique [ 2 ] nous montre qu'avec un ensoleillement moyen de  $682 \text{ W/m}^2$  l'économie réalisée avec une seule vitre est de ( 5 % ) tandis que celle réalisée avec un double vitrage est de ( 24 % ) ce qui fait une différence de ( 11 % ). Pour avoir une économie du double vitrage supérieure à celle du vitrage simple il faut un ensoleillement de  $( 780 \text{ W/m}^2 )$  ce qui est supérieur à notre ensoleillement moyen.

A cela il faudra ajouter d'autres inconvénients du double vitrage : jeu de dilatation, diminution de la transparence, difficulté de montage, prix plus élevé.

Ces remarques nous permettent inéluctablement de

Choisir un seul vitrage. Ce choix rejoint notre théorie concernant le calcul du coefficient de transmission global et du coefficient de réflexion global concernant le double vitrage.

Notre étude Comparative portera maintenant sur les résultats obtenus avec un seul vitrage pour le nouveau et ceux obtenus avec le modèle ancien.

Le tableau [ 13 ] montre que les températures maximales pendant la journée sont dans le même ordre de grandeur pour les deux cas. Les températures à certaines heures pour le nouveau modèle sont supérieures à celles de l'ancien capteur donc l'isolation thermique est mieux réalisée avec le nouveau modèle.

Avec un ensoleillement moyen de  $682 \text{ W/m}^2$  l'économie réalisée avec le nouveau capteur est de (35%) tandis que celle réalisée avec l'ancien capteur est de (20%), soit une différence de (15%).

A cela il faut ajouter aussi la différence entre les deux investissements totaux. Le coût global du nouveau capteur est de (74400) tandis que celui de l'ancien capteur est de 118089 (Référence [5]), soit une différence de (43689 FCFA).

Cette étude Comparative nous permet de dire que le nouveau capteur est beaucoup plus performant que l'ancien.

## 9. CONCLUSIONS ET RECOM- MANDATIONS

Les résultats obtenus nous permettent de conclure du fondé des performances de notre capteur. En effet un puisage de 20 l/h entre 8h et 22h et un écoulement moyen on réalise en moyenne une économie de 35% par rapport au chauffe-eau électrique fonctionnant seul. Cette économie de 35% sera très appréciable sur plan national en pensant à la vulgarisation de notre modèle.

Avec ces 35% d'économie et une durée de vie d'une année, on recouvre l'investissement initial <sup>total</sup> en réalisant une économie de 48.740 FCFA.

Vu que notre capteur nous maintient une température de bain acceptable jusqu'à 22h, on pourrait passer au remplacement du chauffe-eau électrique par le chauffe-eau solaire par les journées bien ensoleillées. Avec un ensoleillement faible il faudra la présence de notre chauffe-eau électrique.

Notons aussi que notre étude a été faite avec un réservoir récupéré d'un ancien chauffe-eau électrique si bien que les dimensions calculées (longueur par rapport au diamètre, épaisseur) n'ont pas été respectées. La surface de captation de notre capteur est égale à la surface isolée

thermiquement (en contact avec la laine de verre).

Une étude complémentaire sur la proportion de ces deux sur- et le respect des dimensions calculées pourraient améliorer les performances de notre capteur.

Si nous avons adopté un débit de puisage de 20l/h mais que la consommation d'eau varie en fonction de la saison, de la semaine, du moment de la journée, il serait intéressant de faire une étude sociologique pour connaître les besoins en eau en fonction du temps.

Des tests sur une plus longue période seraient aussi nécessaires mais nécessitent des enregistreurs pour la température de l'eau, du voltage au solérimètre et du temps de fonctionnement de notre chauffe-eau électrique.



ANNEXES

L'épaisseur se calcule par :

$$s = \frac{p \cdot d_i \cdot v_B}{2 \sigma_B \cdot v} + c$$

avec

$c$  : supplément pour la corrosion fixé à 1 mm sauf dans les cas suivants :

- Pour les récipients à vapeur et récipients sous pression dont les parois sont fortement exposées à la corrosion, les suppléments doivent être augmentés;
- Il n'y a pas de supplément pour les matériaux inoxydables ou si les parois sont protégées d'une manière efficace contre la corrosion.

$v_B$  : coefficient de sécurité

- = 3,2 pour l'eau et les autres liquides à une température inférieure à 120°C;
- = 3,6 pour les gaz à une température inférieure à 120°C;
- = 4 pour l'eau, les autres liquides et les gaz, à une température supérieure à 120°C; pour les vapeurs en général.

Pour les températures supérieures à 350°C, l'épaisseur calculée d'après la limite de viscosité du matériau doit correspondre à un coefficient de sécurité d'au moins 1,5.

- $v$  : coefficient de qualité de la soudure selon le tableau X.
- $\sigma_B$  : résistance pour le calcul.

#### Coefficient de qualité de la soudure

Le choix du coefficient de qualité est basé sur le principe que le constructeur possède du personnel expérimenté, travaillant sous la surveillance de personnes

Tableau X

Coefficient de qualité de la soudure  $v$  pour enveloppes

Exécution de la soudure	Soudage d'un seul côté $v$	Soudage des deux côtés $v$	Soudage d'angle $v^*$
par usine autorisée	0,45	0,75	0,55 à 0,5
par soudeur agréé	0,60	0,85	0,60 à 0,55
par soudeur agréé suivie d'un recuit	0,65	0,90	0,65 à 0,6
par soudeur agréé suivie d'un recuit et d'un examen radiographique pour constructions spéciales sous réserve des condi- tions posées		0,95  1,00	

\* Valeur supérieure pour une épaisseur de cordon jusqu'à et y compris 6 mm, valeur inférieure au-dessus de 6 mm et jusqu'à 11 mm.

compétentes, et utilise une installation appropriée. Les soudures sans reprise ne sont admises que pour les assemblages ne pouvant pas être burinés et repris à l'envers.

Le coefficient de qualité peut être plus élevé dans les cas suivants :

- soudeur spécialement qualifié,
- pièce entièrement recuite après soudage afin d'éliminer les tensions internes,
- soudage pratiquement irréprochable : la preuve est faite par des examens aux ultra-sons sur la longueur totale des cordons de soudure, accompagnés d'examens radiographiques portant sur 10% de la longueur totale et à chaque point de croisement.

*Résistance des aciers pour le calcul de la soudure*

Tableau XI

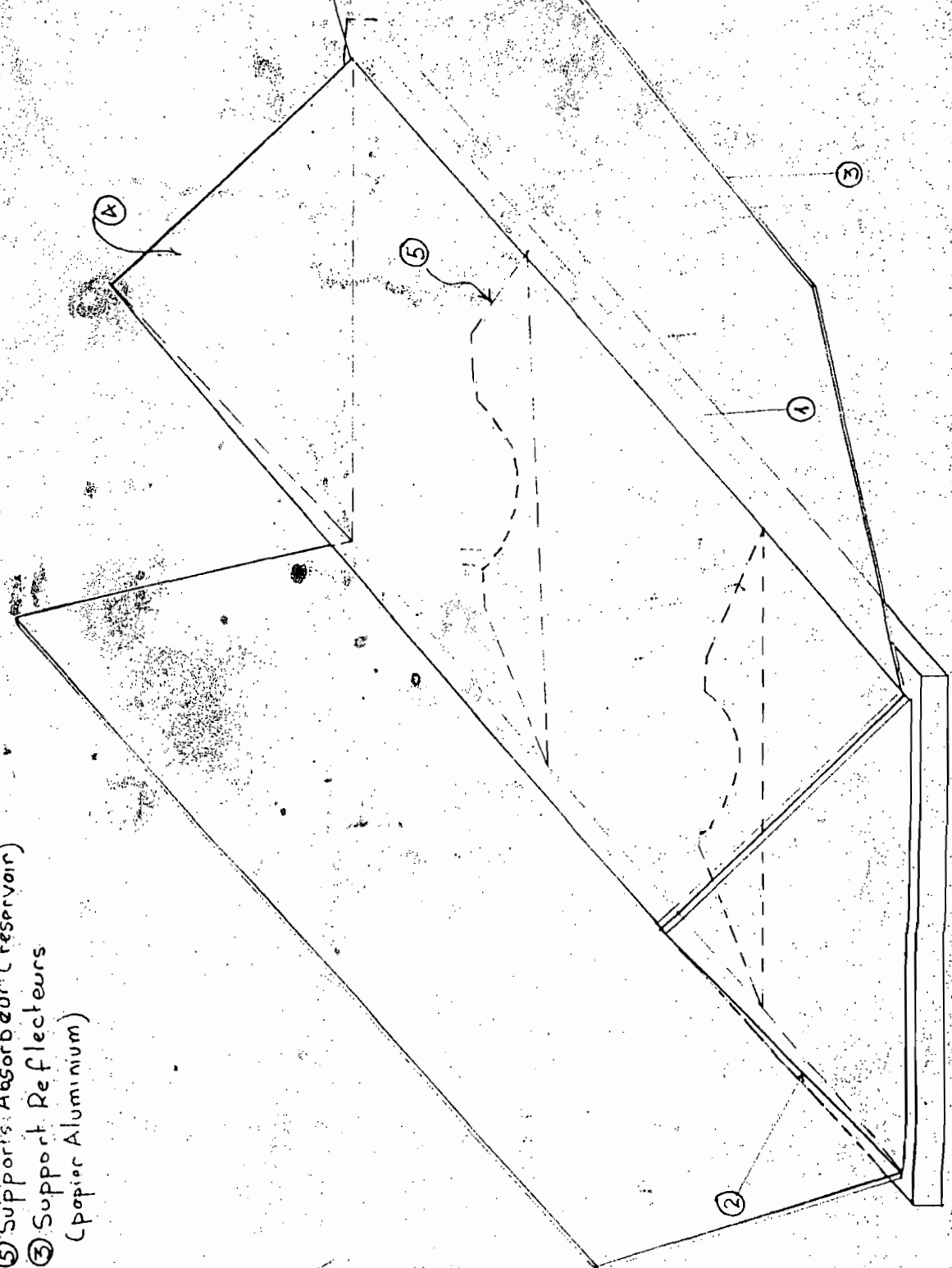
*Résistance des aciers pour enveloppes soudées (VSM 14076)*

Tôles suivant normes VSM et prescriptions de l'A.S.P.C.	Résistance daN/mm <sup>2</sup>		Limite de viscosité en daN/mm <sup>2</sup> , à			
	de calcul $\sigma_B$	$\sigma_f$	350°C	400°C	450°C	500°C
Tôle ordinaire Tôle de construction	32 36		Non utilisables pour les températures supérieures à 120°C			
Tôle M I	38	23 à 21	14,5	10,5	7,5	4,5
Tôle M II	42	26 à 24	15,5	11,5	8	5
Tôle M III	44	28 à 26	16,5	12	8,5	5
Tôle M IV	47	29 à 27	18,5	13,5	9,5	5,5

*Résistance des aciers alliés pour enveloppes soudées (DIN 17155)*

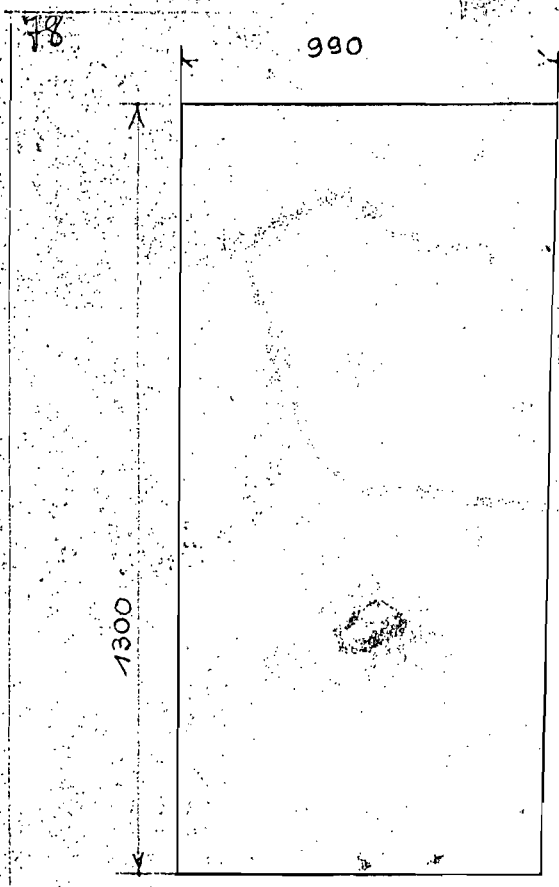
Tôle en acier allié selon norme DIN	Résistance de rupture $\sigma_B$ daN/mm <sup>2</sup>	Limite de viscosité en daN/mm <sup>2</sup> pour un fluage de 1% après 100 000 heures à la température en °C						
		400	420	440	460	480	500	520
17 Mn 4	47 à 56 52 à 62	13	9,9	7,5	5,6	4,1	3	2,1
19 Mn 5								
15 Mo 3	44 à 53				14,9	12,6	10	7
13 CrMo 44	44 à 56				18,6	15,6	12	8,3

Annexe A2  
Plans Capteur Integre H84

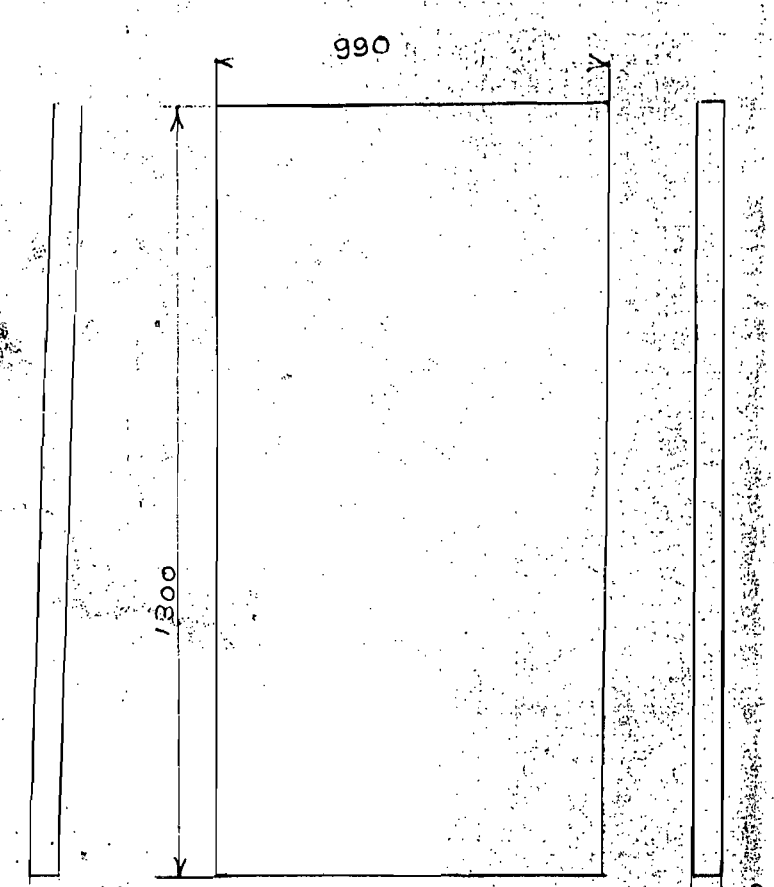


- ① Support principal
- ② Support lateral
- ④ Vitrage selectif
- ⑤ Support Absorbant (Reservoir)
- ③ Support Reflecteurs (papier Aluminium)

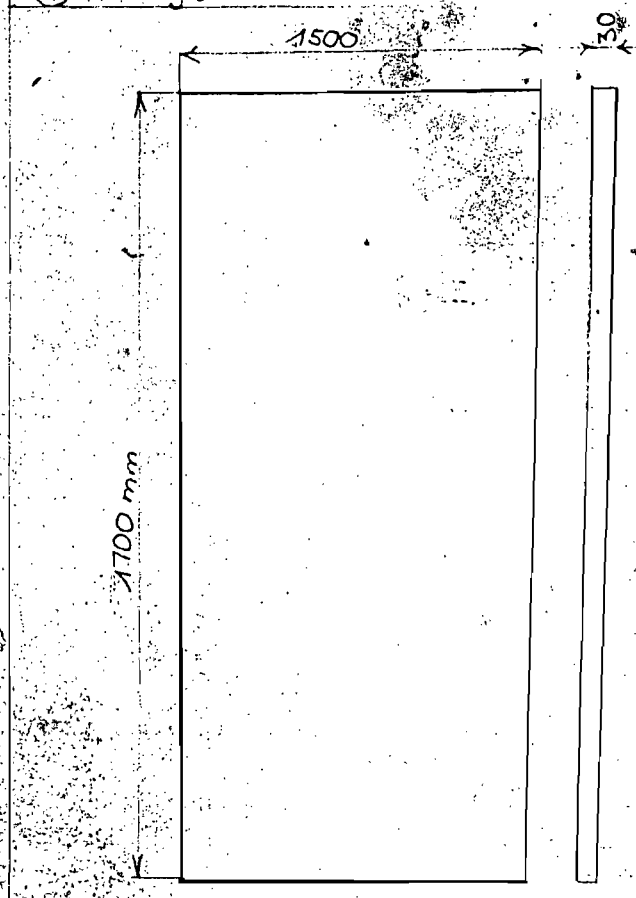
Modibo	DIOP	PROJET FIN D'ETUDES 83/84
Matricule 371		PERSPECTIVE DU
23/3/1984		CAPTEUR INTEGRE
Pas à l'Echelle		



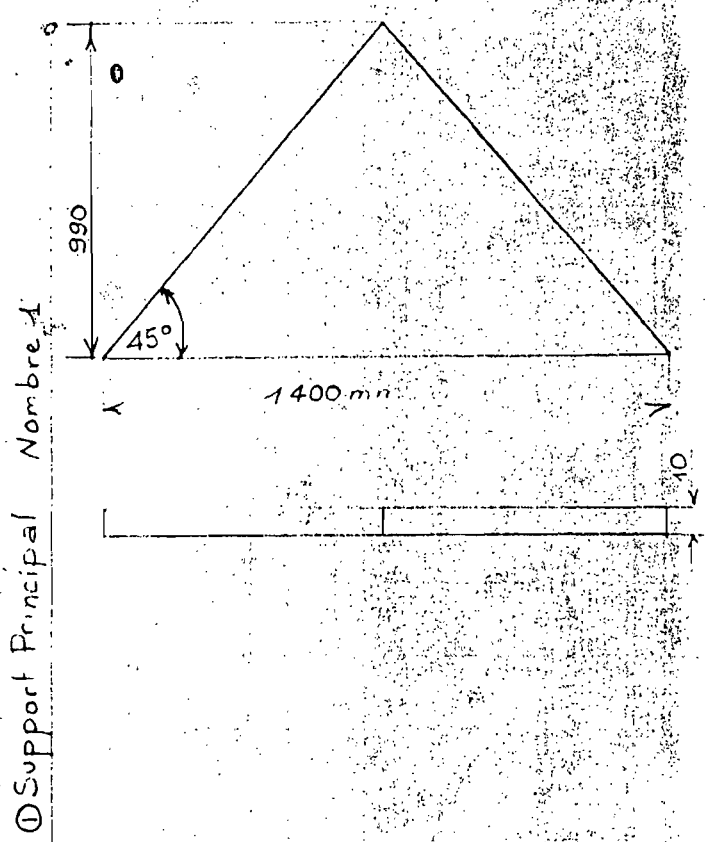
④ Vitrage Nbre: 2



③ Support reflecteurs Nbre 2



② Support lateral Nbre: 2



① Support Principal Nombre 1

Modibo DIOP  
 Matricule 371  
 23/31.1984  
 Pas à l'Echelle

PROJET FIN D'ETUDES 83/84  
 VUES DÉTAILLÉES  
 DES  
 ELEMENTS.



Années Mois	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	Moyennes
Janvier	147,8	153,6	163,2	190,6	168,2	150,9	* 157,5	176,6	156,7	152,5	157,0	151,6	139,3	163,5	123,0	167,8	157,5
Février	162,0	175,4	179,2	161,5	170,2	174,9	* 170,6	173,0	182,0	173,6	167,6	176,6	177,6	166,1	154,9	164,3	170,6
Mars	214,6	233,9	237,4	235,9	201,4	193,0	221,3	205,6	214,1	200,9	181,8	205,9	187,2	206,0	212,2	203,6	209,9
Avril	193,4	225,4	223,3	206,2	205,5	205,0	203,8	215,9	212,0	208,1	205,1	215,1	157,9	199,1	206,0	215,3	208,6
Mai	215,5	236,4	222,3	205,4	217,5	217,0	155,3	218,8	226,5	224,3	207,4	202,5	187,6	205,2	199,9	219,9	212,6
Juin	185,3	226,7	204,7	195,3	196,4	192,0	168,4	190,4	193,7	203,2	178,0	172,1	166,1	179,3	206,1	201,8	191,2
Juillet	174,2	190,8	172,9	184,6	179,5	196,0	170,0	170,9	149,2	174,2	172,9	152,0	165,3	169,0	174,1	183,9	173,7
Août	159,7	183,5	159,0	153,4	147,3	198,2	155,1	175,5	153,6	171,6	182,9	164,3	165,1	168,2	187,3	145,8	166,9
Sept.	145,0	176,6	165,2	158,6	169,3	195,8	171,2	165,6	143,8	148,5	163,2	164,6	158,9	162,7	178,4	155,2	163,9
Octobre	162,5	177,7	165,0	174,7	174,2	* 175,7	175,8	188,2	172,3	176,5	182,9	173,7	173,7	179,1	189,5	171,2	175,7
Novembre	143,9	174,3	174,0	146,7	151,2	* 154,4	145,1	154,6	157,1	156,1	164,4	135,9	158,4	156,2	153,2	144,2	154,4
Décembre	157,8	150,4	150,3	138,7	150,4	* 144,4	167,4	133,3	155,4	138,4	130,1	135,6	134,8	140,3	145,1	138,2	144,4
TOTAUX	2061,7	2304,7	2216,5	2151,6	2131,1	2197,3	2101,5	2172,4	2116,4	2127,9	2093,3	2049,9	2019,9	2092,7	2129,7	2111,2	2129,4

Tableau II-1: Irradiation globale mensuelle à Dakar de 67 à 82

en kWh/m<sup>2</sup>.

(\* valeur manquante remplacée par la moyenne)

Mois \ Années	Années															
	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	Moyennes
Jan	256,9	252,9	297,2	285,7	255,7	291,5	298,0	265,7	244,1	274,4	256,7	240,4	289,6	171,6	266,1	263,1
Février	245,4	274,8	235,2	269,0	283,9	250,8	260,5	277,5	257,3	264,2	268,6	292,6	270,5	207,1	213,6	258,1
Mars	305,0	314,0	302,9	303,5	269,4	285,8	294,2	302,2	282,1	252,6	291,9	269,0	295,7	295,6	267,8	288,8
Avril	311,6	292,7	295,3	311,3	289,3	299,5	319,1	308,7	219,9	306,4	311,0	282,0	296,6	272,8	279,0	297,1
Mai	284,6	322,2	281,5	308,3	295,9	288,8	311,8	328,6	314,9	307,0	311,8	277,2	319,9	251,4	252,5	297,1
Juin	267,2	285,8	264,8	272,1	266,3	248,1	255,8	271,9	289,5	266,1	261,9	244,5	241,2	273,0	227,1	262,4
Juillet	244,8	212,9	248,7	248,0	274,6	247,1	219,6	187,9	248,8	251,4	230,4	258,7	220,8	204,5	249,2	236,5
Août	259,7	205,1	221,3	206,0	268,0	215,8	220,6	235,5	257,2	269,4	249,1	243,3	230,1	238,2	178,7	233,2
Sept.	216,2	218,1	241,5	250,1	249,3	247,5	220,0	210,9	215,5	221,0	241,9	252,9	212,9	218,0	213,1	228,6
Octobre	235,6	263,5	278,4	272,7	269,1	264,9	298,9	276,3	277,1	287,0	271,0	282,2	274,0	266,6	238,3	270,4
Novembre	251,9	292,9	245,0	254,7	255,1	251,9	248,4	274,2	243,5	281,2	231,7	267,5	253,7	241,2	203,7	253,1
Décembre	234,3	234,9	243,6	264,3	273,8	298,4	204,9	276,8	216,8	205,4	230,5	230,8	207,1	207,1	192,1	234,7
TOTAUX	3113,2	3169,8	3155,4	3245,7	3250,4	3190,2	3152,4	3216,0	3126,7	3186,1	3156,5	3141,1	3112,1	2847,1	2781,20	3123,1

Tableau II-2: Insolations mensuelles de 68 à 82, en heure décimale.



DAKAR	Global kWh/m <sup>2</sup>	Diffus kWh/m <sup>2</sup>	Durée d'insolation
JANVIER	5,08	1,40	8,49
FEVRIER	6,04	1,66	9,14
MARS	6,77	1,82	9,32
AVRIL	6,95	2,09	9,90
MAI	6,86	2,44	9,58
JUIN	6,37	2,57	8,75
JUILLET	5,60	2,64	7,63
AOUT	5,38	2,65	7,52
SEPTEMBRE	5,46	2,30	7,62
OCTOBRE	5,67	1,96	8,72
NOVEMBRE	5,15	1,63	8,44
DECEMBRE	4,66	1,63	7,57
MOYENNE JOURNALIERE	5,83	2,07	8,56

Tableau II-4 : VALEURS MOYENNES (67 A 82) DES IRRADIATIONS GLOBALE ET  
DIFFUSE JOURNALIERES EN kWh/m<sup>2</sup>, ET DES DUREES D'INSOLAT  
EN HEURE DECIMALE .

ANNEE MOIS	67	68	69	70	71	72	73	81	82	MOYENNES MENSUELLES
JANVIER	33,7	23,7	30,2	17,6	24,3	37,1	x 27,6	x 27,6	26,3	27,6%
FEVRIER	28,7	23,9	24,0	28,3	27,2	24,2	x 27,5	x 27,5	36,0	27,5%
MARS	25,0	23,2	17,9	22,6	29,1	30,5	31,2	27,7	34,5	26,9%
AVRIL	21,5	22,9	25,0	36,6	30,8	30,7	30,0	39,1	34,6	30,1%
MAI	31,2	28,3	30,3	39,0	28,2	35,7	44,9	42,5	40,3	35,6%
JUIN	40,9	32,4	33,1	38,7	41,2	42,9	50,1	38,9	45,6	40,4%
JUILLET	43,5	44,1	48,2	43,9	49,2	44,9	53,7	x 47,2	50,2	47,2%
AOÛT	45,5	52,6	48,8	54,8	56,2	40,2	53,9	42,4	49,0	49,3%
SEPTEMBRE	44,2	41,0	43,3	45,1	42,8	37,1	x 42,1	40,2	43,4	42,1%
OCTOBRE	32,9	35,2	37,9	34,1	36,8	x 34,6	x 34,6	33,4	32,2	34,6%
NOVEMBRE	31,6	26,1	22,0	35,7	34,9	x 31,6	x 31,6	35,8	35,2	31,6%
DECEMBRE	x 34,9	36,7	32,5	39,5	31,4	x 34,9	x 34,9	33,7	35,7	34,9%
MOYENNES ANNUELLES	34,5	32,5	32,8	36,3	36,0	35,4	38,5	36,3	38,6	35,7%

Tableau II-3 - POURCENTAGE DE DIFFUS DANS LE GLOBAL A DAKAR HANN

# BIBLIOGRAPHIE

ouvrages en langue française

Jerry CASIROL, Albert PELISSOU, Daniel ROUX  
Le chauffe eau solaire  
EMISUD Aix-en-Provence - 1976

DINH VO-NGOC  
Notes de Cours "transmission de la chaleur"  
Ecole Polytechnique de Thiès - 1983

3. Techniques de l'ingénieur - Tome B9  
Chauffage et froid

4. G. NICOLET & E. TROTT  
● Eléments de machines  
SPES LAUSANNE - 1979

5. Projet de fin d'étude solaires passives  
de André WOLSKY (disponible à la Bibliothèque de l'EPFL)

6. Comité Français de l'isolation thermique  
La pratique de l'isolation thermique des Bâtiments  
Editions Eyrolles - 1977

7. Etude réalisée en collaboration avec le Ministère Français  
de l'Industrie, du Commerce et de l'artisanat  
Editions Européennes "Thermique et Industrie"  
Paris 1976

8) Documents en langue anglaise

8. Jan F. KREIDER & Frank KREITH  
Solar Heating and Cooling  
Engineering practical design and economics  
Revised first edition.
9. Jan F. KREIDER & Frank KREITH  
Solar Energy handbook
10. Solar energy - Volume 32 : ... 1984
11. John A. DUFFIE & William A. BECKMAN  
Solar energy thermal processes  
1974.
12. F. KREITH, W. E. BLACK  
Basic heat transfer  
E. Harper & Row, Publishers, N.Y., 1980