

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE DE THIES



Gm.0275

PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur de
conception en Génie Mécanique option
électromécanique

ETUDE D'UN SYSTEME DE PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE AVEC APPOINT SOLAIRE

Auteur : Abdourakhmane SALL

Directeur : Paul DEMBA

Année académique : 1999-2000

Je dédie ce travail :

A toi mon défunt frère Abdoulaye Sall

A toi ma nièce Racky Sow

Remerciements

J'aimerais exprimer ma reconnaissance éternelle à tous ceux qui m'ont apporté leur soutien pour la réalisation de ce travail et plus particulièrement à Abibatou Diane, aux secrétaires Rose et Henriette qui m'ont beaucoup aidé pour la saisie du rapport et à M. Aboubacar Sadikh Diop qui n'a jamais hésité à m'accorder les services de son ordinateur.

Je réserve des remerciements spéciaux à mon Directeur de Projet Monsieur Paul Demba pour toute la disponibilité qu'il a su témoigner à mon égard.

TABLE DE MATIERES

REMERCIEMENT

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE I : L'eau chaude et les systèmes de production.....	3
Utilisation et Besoins en eau chaude.....	4
Les systèmes de production.....	6
CHAPITRE II : Présentation du système.....	9
Description du système.....	10
Les phénomènes de transfert de chaleur.....	12
CHAPITRE III : Les données Météorologiques.....	15
Modélisation du Rayonnement solaire.....	16
Modélisation de la Température ambiante.....	18
Le vent.....	19
CHAPITRE IV : Dimensionnement du système.....	20
Le Réservoir.....	21
La Tuyauterie.....	25
Le verre.....	27
Le capteur solaire.....	27
La chaudière.....	32
CHAPITRE V : Modélisation électrique du système.....	33
Analogie Thermique – Electrique.....	34
Modélisation électrique du système.....	37
Transfert par rayonnement.....	37
Transfert par convection.....	39
La conduction	41
Les capacités.....	42
Détermination des constantes.....	43
Le circuit électrique équivalent.....	48
Description du circuit.....	51
CHAPITRE VI : Simulation et performances du système.....	52
Le Logiciel de simulation.....	53
Description du réseau.....	54
Les résultats de la simulation.....	55
Les courbes.....	56
Les performances énergétiques du système.....	61
CONCLUSION ET RECOMMANDATION.....	65
ANNEXES.....	68

INTRODUCTION

Dans les pays du tiers-monde l'eau chaude sanitaire en permanence demeure un luxe. Ce qui constitue un réel danger pour la santé des populations, quand on sait la résistance que présentent les microbes aux températures moyennes.

Cette indisponibilité d'eau chaude permanente est surtout liée au coût relativement élevé de l'énergie à utiliser.

La diminution de la consommation énergétique des systèmes traditionnels peut faciliter l'acquisition de cette denrée.

Dans cette optique nous nous proposons d'utiliser l'énergie solaire, donnée gratuitement par le Tout Puissant en raison d'une moyenne de 2000 kWh /m²/an au Sénégal, comme appoint d'énergie à notre système de production et de faire l'étude du gain d'énergie à réaliser.

L'insolation est une fonction continue du temps, le système que nous étudions est alors soumis à un régime transitoire durant tout son temps de fonctionnement.

Nous allons donc déterminer la loi de variation des paramètres thermiques liés au système.

La détermination du transitoire aurait nécessité la résolution d'équations différentielles entre les paramètres thermiques, mais grâce à l'analogie électro-thermique, nous allons faire la modélisation électrique du système et le soumettre à une simulation grâce au logiciel P-Spice.

CHAPITRE I

L'EAU CHAUDE ET LES SYSTEMES DE PRODUCTION

INTRODUCTION

La multiplicité des systèmes de production d'eau chaude sanitaire témoigne de toute l'importance que celle-ci doit revêtir dans la vie quotidienne de l'être humain. Ainsi à travers ce chapitre nous allons décrire les domaines d'utilisation et les besoins quantitatifs de l'eau chaude avant de mettre en exergue les différents systèmes de production traditionnels.

I) UTILISATION ET BESOINS D'EAU CHAUDE SANITAIRE

L'eau chaude sanitaire est utilisée dans divers domaines dont :

a- utilisation pour la toilette

Pour qu'il y ait sensation de confort dans les conditions thermiques et métaboliques stationnaires, il faut qu'à l'homéothermie de région centrale de l'organisme, soit associée celle des régions superficielles de l'organisme.

Des études récentes ont montré que pour ce faire la température moyenne de la peau doit rester proche de 34°C.

Compte tenu de l'évaporation sur la peau, du refroidissement au contact de l'air ou des appareils, nous avons besoin de produire de l'eau chaude pour la toilette à des température voisine de 40°C.

**b) Utilisation pour la vaisselle, le lavage et le ménage effectués
manuellement**

On utilise l'eau chaude pour ce genre de travaux domestiques pour obtenir la dissolution des corps gras. En effet, ceux-ci commencent à se dissoudre à des températures supérieures à 55°C.

L'eau chaude est alors produite pour ces usages à des températures supérieures à 60°C.

**c) Utilisation pour la vaisselle ou le lavage effectués à la
machine**

Dans le cas des machines à laver la vaisselle le frottage est supprimé et est remplacé par les jets d'eau.

Les actions intelligentes ou mécaniques supprimées sont remplacées par une température d'eau plus élevée.

Pour ce genre d'usage on utilise de l'eau chaude à une température comprise entre 85 et 90°C.

2) les besoins quantitatifs

La quantité d'eau chaude à utiliser dépend d'un usage à l'autre. Ainsi pour vaincre la saleté et évoluer dans un cadre normal de propreté le tableau 1[10] donne la quantité d'eau à utiliser par personne et par jour.

Tableau 1 Besoins en chaude

Usage		Quantités	Température optimale
Soins corporels	Toilette	20 à 25 l/pers/j	40°C
	Douche, bain	5l/pers/repas 30l, 150l par maison	37°C
Vaisselle		3l/pers/jour	65°C
Gros nettoyage		2l/pers/jour	45°C
lessive		6l/pers/jour	45°C

L'analyse du tableau 1 a permis de déterminer les besoins domestiques par personne et par jour, douche et bain non compris, qui s'évaluent à 35 litres à 65°C.

II) LES SYSTEMES DE PRODUCTION

On note des appareils à production instantanée et des appareils à production accumulée.

1) Appareils à production instantanée

Les appareils à production instantanée chauffent immédiatement l'eau au fur et à mesure de son puisage, sans limitation de la quantité puisée.

Ils fonctionnent généralement au gaz naturel ou au gaz manufacturé, au butane ou au propane et parfois à l'air propané.

Chaque appareil instantané est caractérisé par sa puissance utile, qui est la quantité de chaleur exprimée en kilocalorie par minute qu'il est susceptible de transmettre à l'eau qui le traverse en une minute dans les conditions de rendement fixées par les normes.

Les appareils sont classés en trois catégories :

- Chauffe-eau : puissance calorifique utile inférieure à 200 kcal / mn
- Chauffe-bain : puissance calorifique utile comprise entre 200 et 400 kcal / mn
- Distributeur d'eau chaude : puissance calorifique utile supérieure à 400 kcal / mn

b) Appareils à accumulation

Les appareils à accumulation fonctionnent en général au gaz ou à l'électricité.

Les accumulateurs sont des réservoirs calorifugés s'il s'agit d'appareils importants, ou non calorifugés mais à très faible déperdition horaire s'il s'agit de petits chauffe-eau. Un brûleur à gaz, une résistance électrique à faible consommation horaire assure le chauffage de l'eau accumulée. Un thermostat réglable met automatiquement la source de chaleur en veilleuse dès que l'eau a atteint la température désirée.

CONCLUSION

Dans chacun des cas les appareils de production d'eau chaude utilisent le gaz ou l'électricité. Il se pose alors le problème de consommation énergétique qui risque de rendre les coûts d'exploitation élevés.

Ainsi les prochains chapitres se proposent de faire l'étude d'un système de production d'eau chaude sanitaire utilisant l'énergie solaire comme appoint.

CHAPITRE II

PRESENTATION DU SYSTEME

INTRODUCTION

Au chapitre I nous avons vu une multitude de systèmes de production d'eau chaude pouvant utiliser diverses sources d'énergie. Nous nous proposons de faire l'étude d'un système utilisant l'énergie solaire comme appoint. Ceci dans le but de diminuer la consommation d'énergie non renouvelable utilisée dans les systèmes traditionnels.

Dans ce chapitre nous ferons d'abord la présentation descriptive du système avant de mettre en exergue les différents phénomènes de transfert de chaleur observés.

I) DESCRIPTION DU SYSTEME

L'eau chaude que nous nous proposons de produire est sanitaire, ainsi nous la produisons à une température de 75°C à partir de l'eau froide de 25°C.

Le système est constitué :

- D'un corps noir mis sous serre
- d'un réservoir d'accumulation de l'eau chaude
- d'une tuyauterie de raccordement
- d'un système de régulation.

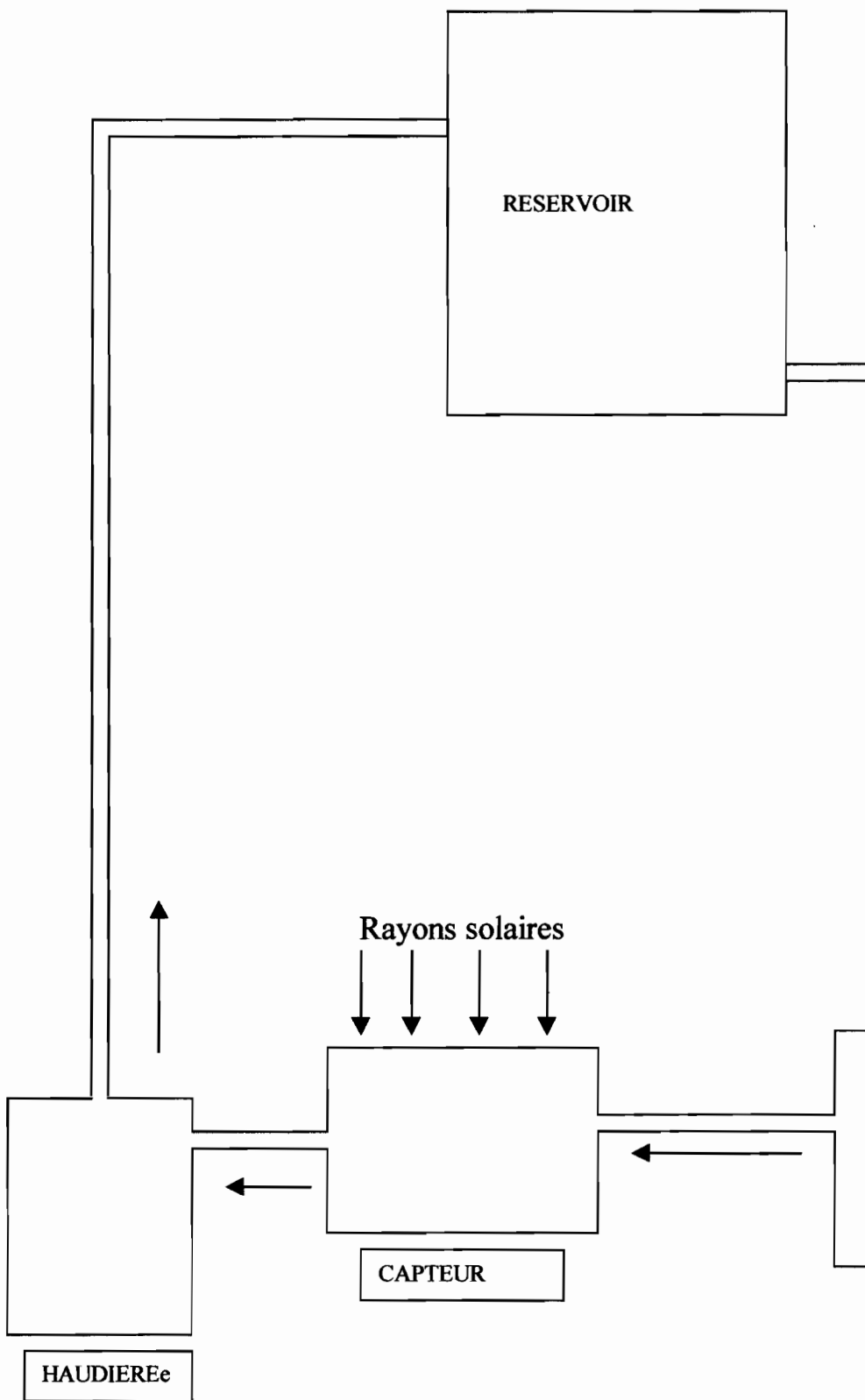


Figure 1 Système de production d'eau chaude

FONCTIONNEMENT

L'eau du réseau public est amenée au niveau du capteur où de l'énergie solaire est emmagasinée grâce à l'effet de serre. L'eau circule dans le capteur solaire et y récupère une partie de cette énergie ainsi elle voit croître sa température. A sa sortie du capteur elle est acheminée vers la chaudière où on élève sa température à 75°C. Puis par thermosiphon l'eau chaude ainsi produite monte vers le réservoir d'accumulation.

Comme le rayonnement solaire est variable au cours du temps, l'eau à la sortie du capteur sera à des températures plus ou moins différentes, ainsi la quantité d'énergie à apporter au niveau de la chaudière sera également variable. Nous aurons donc un système de régulation de la quantité d'énergie à apporter.

II) LES PHENOMENES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Le système sera soumis dans sa globalité aux principaux phénomènes de transfert de chaleur que sont la conduction, la convection et le rayonnement.

a) LE RAYONNEMENT

C'est le mode de transfert de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques à la vitesse de la lumière ; il peut intervenir même dans le vide sans milieu matériel. Bien qu'il existe plusieurs types d'ondes électromagnétiques, on considère seulement le rayonnement thermique qui transporte l'énergie-chaleur.

L'énergie thermique émise par une surface dépend de la température et de sa nature.

La loi de Stéphane permet de déterminer la puissance M émise par une surface de facteur d'émission ϵ . On a la relation :

La loi de Stéphane permet de déterminer la puissance M émise par une surface de facteur d'émission ϵ . On a la relation :

$$M = \epsilon \sigma T^4$$

σ : constante de Boltzman ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/K}^4$)

T : température du corps

b) LA CONVECTION

Elle intervient lorsqu'un fluide à une température donnée vient en contact avec une paroi solide de température différente.

Il existe deux sortes de convection :

- La convection naturelle due à une différence de densité au sein même du fluide, laquelle donne naissance à la force de gravité.
- La convection forcée qui apparaît lorsqu'une force extérieure actionne un fluide qui se déplace alors le long d'une paroi de température différente de celle du fluide.

Dans tous les cas, pour une différence de température donnée, le flux thermique échangé par convection est :

$$\phi_{\text{conv}} = h_{\text{conv}} (T_1 - T_2) \quad (\text{w/m}^2)$$

h_{conv} : coefficient d'échange convectif

c) LA CONDUCTION

La conduction intervient dans les solides opaques, mais elle peut également intervenir dans les liquides et les gaz en combinaison avec la convection. C'est un transfert de chaleur qui s'observe quand le milieu présente un gradient de température. Il y a alors transfert de chaleur de la zone à haute température vers la zone à basse température.

La loi de Fourier permet de déterminer la relation entre la densité de flux thermique, le gradient de température et la conductivité thermique du milieu on a :

$$\phi = -\chi \text{ grad } T$$

ϕ : densité de flux

χ : conductivité thermique du corps

De cette loi nous déduisons l'expression de la puissance échangée entre deux corps de températures T_1 et T_2 séparés par un mur de conductivité χ .

$$\phi = (\chi s/e) (T_1 - T_2)$$

ϕ : puissance (w)

e : épaisseur du mur,

s : surface d'échange

Ceci donne l'expression de la résistance thermique du mur

$$R = e/(\chi s) \quad (k/w)$$

CHAPITRE III

DONNEES METEOROLOGIQUES

INTRODUCTION

L'étude du système nécessite la connaissance de l'évolution temporelle du rayonnement solaire et de la température ambiante. Il s'avère donc indispensable de déterminer des modèles relatant ces variations à partir des données que nous disposons.

I) MODELISATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE

. Nous allons utiliser le modèle Bernard Menguez [9] pour définir la fonction temporelle de l'irradiation solaire à partir de sa valeur journalière fournie par les stations météorologiques. Cette fonction suppose une répartition sinusoïdale en fonction du rayonnement solaire global, on a :

$$G_n = G_{\max} \sin (\pi t / \Delta t)$$

G_n : valeur du rayonnement (w/m^2)

G_{\max} : rayonnement global obtenu au milieu du jour (w/m^2)

Δt : durée du jour

Soit I_j : irradiation journalière

$$I_j = \int G_n dt = \int G_{\max} (t/\Delta t) dt$$

$$\Rightarrow I_j = (2/\pi)G_{\max} \Delta t \quad (\text{wh/m}^2)$$

Donc G_{\max} est entièrement déterminé par la connaissance et de I_j et de Δt

La durée du jour Δt est déterminée en supposant les mêmes heures de lever et de coucher du soleil partout au Sénégal.

Ces heures sont déterminées par la formule suivante :

$$\text{GMT} = 12 - \text{ET} + [L + \varepsilon \text{Arc} \cos(\text{tga} - \text{tg}\phi)]/15$$

Avec L : longitude du lieu

$\varepsilon = 1$ pour le lever et -1 pour le coucher du soleil

ϕ : latitude du lieu

ET : équation du temps

$$\text{ET} = 0.123 \cos(t+87) - (1/6) \sin 2(t+10)$$

$$a : \text{déclinaison} = 23.5 \cos(t+10) \quad (^\circ\text{c})$$

$$t = 0.988[D + 30.3(M-1)]$$

D : jour du mois

M : numéro du mois

Notons qu'au Sénégal la longitude moyenne est de 15.3°w et la latitude moyenne de 14.5°N

La détermination des heures de lever et de coucher du soleil sera faite d'après le critère de Klein qui préconise de prendre le jour moyen de chaque mois de l'année. Ce qui nous mène au tableau III (Annexe).

On a alors les formules suivantes :

$$G_n = G_{\max} \sin(\pi t/\Delta t) \quad \text{si } h_l \leq t \leq h_c$$

$$G_n = 0 \text{ sinon}$$

T : heure absolue

Hl : heure de lever du soleil

Hc : heure de coucher du soleil

Ainsi donc $G_n(t)$ est entièrement déterminée. (voir tableau IV annexe)

Pour avoir une base de travail on définit un mois fictif moyen ayant pour fonction de radiation solaire :

$$G_n = 694.6 \sin(0.26(t-7)) \text{ (w/m}^2\text{)}$$

Pour la détermination de cette fonction ; voir annexe

II) MODELISATION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE

C'est une donnée essentielle pour l'étude des transferts thermiques par convection – rayonnement du système avec l'extérieur.

On peut modéliser les variations de la température ambiante par la formule suivante [9] :

$$T_a = [(T_{aM} + T_{am})/2] + [(T_{aM} - T_{am})/2] \sin[15(t - 9)]$$

Avec un maximum atteint entre 12h et 15h et un minimum entre 1h et 4h.

t : heure considérée

T_{aM} : valeur de la température maximale ambiante

T_{am} : valeur de la température minimale ambiante

T_a : valeur instantanée de la température ambiante

La météo nous a donné les moyennes des températures maximales et minimales par station et par mois. (voir annexe)

Pour les valeurs instantanées voir tableau V (annexe).

Nous avons déterminé pour le mois moyen une fonction de l'évolution de la température égale à :

$$T_a = 28.32 + 6.47\sin[15(t-9)] \quad (^\circ\text{c})$$

III) LE VENT

C'est sa vitesse qui est une donnée fondamentale. Nous allons prendre sa valeur moyenne annuelle de toutes les stations pour en faire celle du jour moyen du mois moyen.

$$V_m = 2,97 \text{ m/s}$$

CHAPITRE IV

DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME

INTRODUCTION

Nous allons passer à travers ce chapitre au dimensionnement des différentes parties du système à savoir le réservoir, la tuyauterie de raccordement, le capteur solaire et la chaudière. Le dimensionnement du système de régulation n'entrera pas dans le cadre de notre étude.

I LE RESERVOIR

Le volume d'eau chaude sanitaire à produire par jour est de 500 litres. Volume qui correspond aux besoins d'une famille sénégalaise relativement nombreuse. L'eau est stockée au fur et à mesure de sa production dans le réservoir pour être utilisée après.

Ainsi le réservoir doit avoir une capacité de 500 l au moins.

Dans la gamme de réservoirs normalisés [5] nous allons prendre un réservoir de :

- Diamètre : 0,58 m
- Longueur : 2,03 m

CALCUL DE CALORIFUGEAGE

On admet une température maximale de stockage de 73°C et une température minimale de 60°C

La formule des pertes de chaleur pour un réservoir cylindrique est donnée par [5] :

$$C = \frac{\Pi * L * (\theta_i - \theta_e)}{\frac{1}{2 * \lambda_c} * \ln\left(\frac{d_e}{d_{et}}\right) + \frac{1}{h_e * d_e}} \quad (4.1)$$

θ_i : température du fluide intérieure

θ_e : température extérieure

h_e : coefficient de transmission de chaleur entre la paroi et le fluide

d_e : diamètre extérieur du cylindre calorifugé

d_{et} : diamètre extérieur du cylindre nu

$$d_{et} = 0,58 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \theta_i &= \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{2} \\ &= \frac{73 - 60}{2} = 66,5^\circ\text{c} \end{aligned}$$

La température extérieure sera prise égale à la moyenne de la température ambiante :

$$\theta_e = \frac{1}{24} * \int [(28,32 + 6,47 * \sin(15 * (t - 15)))] dt = 28,32^\circ\text{c}$$

La longueur L sera prise égale à la moitié de la longueur totale car la dissipation de la chaleur ne se fera pas sur toute la longueur à cause des puisages et du remplissage.

Valeur de λ_c

On adopte comme matériau isolant la laine de verre dont la valeur de λ_c est déterminée à une température :

$$\theta_m = \frac{\theta_{se} + \theta_i}{2}$$

$$\theta_{se} = \theta_e + \frac{\theta_i - \theta_e}{10}$$

$$\theta_{se} = 28,32 + \frac{66,5 - 28,32}{10} = 33,14^\circ\text{C}$$

$$\theta_m = \frac{66,5 + 33,14}{2} = 50^\circ\text{C}$$

On a $\lambda_c(50^\circ\text{C}) = 0,048 \text{ w/m. }^\circ\text{C}$

Perte de chaleur

On a admis une chute de température de 13°C ; soit une perte de chaleur de

$$C = m * C_p * 13$$

pour déterminer nous allons considérer seulement le demi volume

$$m = \frac{\rho * v}{48 * 3600}$$

$$\rho = 983 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 4,2 \text{ kJ/kg}$$

$$C = \frac{983 * 4,2 * 10^3 * 13 * 0,5}{48 * 3600} = 155,5 \text{ w}$$

Coefficient de transmission de chaleur h_e

Nous allons utiliser la formule de Jurgens et Shack[6]
qui stipule que:

$$h_e = 6 + 4 * v * \left(\frac{\theta_{se}}{\theta_e} \right) \quad \text{si } v_a \leq 5 \text{ m/s}$$

$$h_e = 7,4 * v^{0,78} * \left(\frac{\theta_{se}}{\theta_e} \right) \quad \text{si } v_a \geq 5 \text{ m/s}$$

Nous avons une vitesse moyenne du vent de 2,97 m/s (voir Annexe)

$$\Rightarrow h_e = 6 + 4 * 2,97 * \frac{33,14}{28,32}$$

$$h_e = 20 \text{ w/m}^2\text{c}$$

Passons maintenant à la détermination de l'épaisseur du calorifugeage

On a :

$$155,5 = \frac{\pi * 1015 * (66,5 - 28,32)}{\frac{1}{2 * 0,048} * \ln\left(\frac{d_e}{d_{et}}\right) + \frac{1}{20 * d_e}}$$

$$\Rightarrow d_e = 0,602 \text{ m}$$

$$d_e = d_{et} + 2 * e \Rightarrow e = 11 \text{ mm}$$

On a ainsi un réservoir en acier inoxydable de diamètre extérieur 0,58 m nu de longueur 2,03 m calorifugé avec de la laine de verre d'épaisseur 11 mm.

II) LA TUYAUTERIE

L'eau chaude produite dans la chaudière va monter dans le réservoir par thermosiphon.

La chaudière et le capteur sont considérés comme un seul système. Ainsi l'eau y entre à 25°C et en sort à 75°C.

Soit H la différence d'altitude des plans moyens d'eau de la chaudière et du réservoir.

H est pris égal à 2,5 m.

Pour un système fonctionnant par thermosiphon, la force hydromotrice doit être égale à la perte de charges totales dans le circuit. Ainsi nous avons :

$$F_m + j_c = 0$$

F_m : force hydromotrice

j_c : pertes de charges dans le circuit

$$F_m = H * (w'_t - w_t)$$

w'_t et w_t : poids spécifiques de l'eau à 75°C et 25°C

$$\Rightarrow -j_c = H(w'_t - w_t)$$

Pour la force hydromotrice on adopte [5] en pratique le chiffre de 0,6 mm par degrés de chute.

Pour une différence de température de 50°C on a :

$$f = 0,6 * 50 = 30 \text{ mm/m}$$

Pour une hauteur de 2,5 m la force hydromotrice totale devient :

$$F = 30 * 2,5 = 75 \text{ mm}$$

pour une longueur totale de 5 m (longueur égales développée + singularités) on a alors des pertes de charges linéiques égales à :

$$\Delta H = \frac{75}{5} = 3,3 \text{ mm/m}$$

Le temps de fonctionnement du système est de 8,5h. Ainsi on a un débit de :

$$D = \frac{500 \text{ l}}{8,5} = 59 \text{ l/h}$$

Nous adoptons un diamètre normalisé de 12 mm acier.

II) LE VERRE

La surface du verre correspond à la surface totale de l'absorbeur exposée au soleil.

Nous allons opter une surface de verre de 2,1 m²

III) LE CAPTEUR SOLAIRE

C'est l'organe principal du système. La réduction de la consommation énergétique de la chaudière dépend exclusivement de ses performances.

- ORIENTATION

Il doit être orienté suivant la latitude du lieu qui est de 14,5° N et en plein Sud.

PRINCIPE

Dans le but de minimiser les pertes d'énergie au niveau du capteur nous allons utiliser le principe de l'effet de serre . Lequel principe consiste à protéger

l'absorbeur d'une couverture parfaitement transparente au rayonnement solaire (proche ultraviolet, visible et proche infrarouge) mais bloquant tout le rayonnement thermique réémis, dans l'infrarouge un peu lointain, par l'absorbeur lui-même. Il s'agit donc de réaliser un simple filtrage facilité par le glissement de fréquence engendré à la réémission du rayonnement de la matière absorbante.

Cette opération est réalisable par simple vitrage.

La surface de l'absorbeur non exposée au soleil sera calorifugée.

Entre la surface de l'absorbeur exposée au soleil et le verre, il y aura le vide.

CHOIX DU MATERIAU DE L'ABSORBEUR

Après qu'on ait adopté le principe de l'effet de serre, améliorer le rendement du capteur nécessite un bon choix du rapport α/ε pour l'absorbeur. Ce rapport doit être aussi grand que possible.

Ainsi dans la gamme de matériaux disponibles ^{Table} figure 2 [9] nous avons choisi le noir de chrome sur acier nickelé dont le coefficient d'absorbance $\alpha=0,95$ et le coefficient d'émittance $\varepsilon=0,09$

-SURFACE DU CAPTEUR

Pour un absorbeur plan construit avec une plaque, à cause de l'inclinaison nécessaire et de la gravité le temps de séjour de l'eau sur la plaque sera très faible, ce qui diminue la performance du système.

Nous allons prendre des tubes d'acier nickelé couverts de noir de chrome et soudés en parallèles. Ainsi nous augmentons la surface d'échange entre l'absorbeur et l'eau et le temps de séjours de l'eau dans le capteur.

Tableau 2 : coefficient d'absorbance et d'emittance de certains matériaux

Surface	α	ε	α/ε
Noir de Nickel sur acier galvanisé	0,81	0,17	4,8
Oxyde de cuivre sur aluminium	0,93	0,11	8,5
Oxyde de cuivre sur nickel	0,81	0,17	4,8
Noir de chrome sur acier nickelé	0,95	0,09	10,6
Noir de cuivre sur cuivre	0,83	0,17	5,2
Acier inoxydable	0,76	0,18	4,2
Peinture blanche époxy	0,25	0,91	0,3
Peinture noire Epoxy	0,95	0,07	1
Fer oxydé	0,85	0,12	7,1

NOMBRE DE TUBES CONSTITUANT L'ABSORBEUR

La surface de l'absorbeur exposée au soleil correspond à celle du verre diminuée de 5%. Ce qui donne une surface de 2 m².

Pour une longueur de 1,42 m on a une largeur de 1,4m.

Le diamètre extérieur des tubes est de 30 mm. Ce qui donne un nombre de tubes égal à :

$$n = \frac{l}{\Phi_{\text{ext}}} = \frac{1,4}{0,03}$$

Φ_{ext} : diamètre extérieur des tubes

$n = 47$ tubes

VITESSE D'ÉCOULEMENT DANS LES TUBES

Les tubes sont en parallèles et sont de même nature le débit total va donc se répartir équitablement. Ainsi on a :

$$D_i = \frac{D}{47} = \frac{59}{3600 * 47} = 0,00035 \text{ l/s}$$

$$D_i = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 / \text{s}$$

La vitesse d'écoulement de l'eau dans chaque tube est alors :

$$v_i = \frac{4 * D_i}{\Pi * \Phi}$$

Φ : diamètre intérieur d'un tube

$$v_i = \frac{4 * 3,5 \cdot 10^{-7}}{\Pi * 0,026^2} = 0,0007 \text{ m/s}$$

Avec une telle vitesse le régime est laminaire.

SURFACE UTILE DE L'ABSORBEUR

Elle correspond à la surface qui est en contact avec l'eau. Ainsi nous avons :

$$S_u = 47 * \Pi * \Phi * L$$

$$S_u = 47 * \Pi * 0,026 * 1,42$$

$$S_u = 5,45 \text{ m}^2$$

LA CHAUDIERE

On utilise une chaudière à gaz.

Sa puissance sera déterminée en considérant le cas le plus défavorable, c'est à dire celui où le capteur solaire ne fonctionne pas.

Pour un tel cas la chaudière devra assurer toute la quantité d'énergie nécessaire pour porter l'eau de 25°C à 75°C. Ainsi on a

$$Q = m * C_p * (75^\circ - 25^\circ) = \rho * v * C_p * 50^\circ$$

$$Q = 983 * 4,2 \cdot 10^3 * 0,5 * 50 \text{ j} = 103,215 \cdot 10^6 \text{ j}$$

Pour un temps de fonctionnement de 8,5 h on a une puissance utile de

$$P_u = \frac{Q}{8,5 * 3600} = \frac{103,215 \cdot 10^6}{3600 * 8,5}$$

$$= 3,4 \text{ kw}$$

La puissance de la chaudière est alors :

$$P = \frac{P_u}{\eta}$$

$$P = \frac{3,4 \text{ kw}}{\eta} \quad \text{Rendement}$$

η : Rendement de la chaudière

CHAPITRE V

MODELISATION ELECTRIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES

INTRODUCTION

Pour suivre l'évolution de la température à la sortie du capteur et celle de l'apport d'énergie au niveau de la chaudière, nous allons soumettre le système à une simulation grâce au logiciel S-PICE. Comme celui-ci traite des données électriques, il apparaît donc nécessaire de transformer le système thermique en son équivalence électrique. Nous allons dans un premier temps décrire le principe de l'analogie thermique-électrique avant de passer à la modélisation électrique du système.

D) ANALOGIE THERMIQUE-ELECTRIQUE

Les systèmes électriques et thermiques présentent beaucoup de similitudes. Ainsi on peut passer d'un système à l'autre en respectant les équivalences qui existent entre les composants.

Cependant faut il noter que dépendamment de la linéarité du système on note des équivalences différentes

ANALOGIE ENTRE LES SYSTEMES LINEAIRES

Si nous considérons le flux thermique à travers un mur soumis à un écart de température donné ΔT nous avons :

$$\Phi = \frac{\lambda * s * \Delta T}{e}$$

Pour un élément de même géométrie soumis à une différence de potentiel Δv on a la loi d'ohm qui donne :

$$I = \frac{s * \sigma * \Delta T}{e}$$

I : intensité du courant

σ : conductivité électrique

D'autre part on a :

$$I = \frac{\Delta V}{R_{el}}$$

$$\Rightarrow R_{el} = \frac{e}{\sigma * s} \quad (v/A)$$

Par analogie on a alors :

$$R_{el} = \frac{e}{\sigma * s}$$

et
$$R_{therm} = \frac{e}{\lambda * s} \quad (k/w)$$

$I(A)$ analogue à $\phi (w)$

L'énergie dépensée en joule est :

$$U = \int \phi dt$$

Cette énergie est considérée comme stockée par une masse m , de chaleur massique c , à la température $T(k)$

$$\Rightarrow U = mcT = \int \phi dt$$

$$\Phi = m * c * \left(\frac{dT}{dt} \right)$$

⇒ Analogiquement on a par intégration de l'intensité I, la charge stockée sur l'armature d'un condensateur de capacité C dont l'autre armature est reliée à la masse, qui est :

$$Q = \int I dt = CV$$

$$I = C \frac{dV}{dt}$$

Donc C est analogue à m*c

En résumé on a :

- une température imposée est identique à un générateur de tension,
- un flux thermique imposé est identique à un générateur de courant électrique,
- un corps de masse m et capacité calorifique c porté à la température T est identique à un condensateur de capacité mc lié à la masse et à la source de tension imposant T.

ANALOGIE ENTRE SYSTEMES NON LINEAIRES

Lorsque la résistance ou la capacité d'un élément thermique dépend de la température, le problème de la modélisation du composant est analogue à celui que l'on rencontre en électronique lorsque la valeur d'un élément dépend de la tension appliquée à ses bornes.

L'équivalence électrique de tels composants thermiques se fait avec des sources de tension ou de courant liées

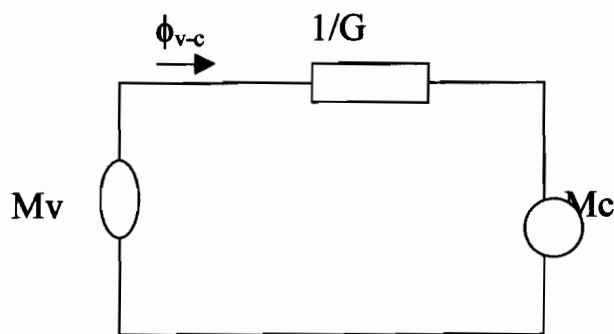
II) MODELISATION ELECTRIQUE DU SYSTEME

Le système est soumis aux trois modes de transferts décrits dans le chapitre II. Nous ferons d'abord la modélisation électrique relative à chaque type de transfert avant de le faire pour le système général.

1) TRANSFERT PAR RAYONNEMENT

a) Rayonnement entre le verre et le ciel

Le verre absorbe 5 % de l'énergie solaire. Ainsi il voit sa température augmenter. Il rayonne alors vers le ciel avec un coefficient d'émissivité $\varepsilon = 5 \%$. Le ciel est assimilé à un corps noir de coefficient d'émissivité $\varepsilon = 1$



$$\Phi_{v-c} = \sigma * G * \left(0,03 * \theta_v^4 - \theta_c^4 \right) : \text{flux de chaleur échangée par rayonnement}$$

G : facteur de forme

a) Rayonnement entre le verre et l'absorbeur

Le verre transmet à l'absorbeur 95% de l'énergie solaire qu'il reçoit. L'absorbeur en absorbe 95% et puis rayonne vers le verre avec un coefficient d'émissivité $\varepsilon = 0,09$

Le verre et l'absorbeur émettent respectivement des flux de :

$$\Phi_v = M_v G' \quad \text{et} \quad \Phi_{ab} = G' M_{ab}$$

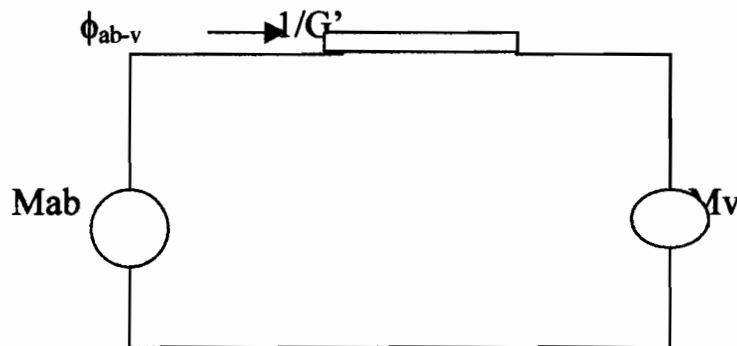
$$M_v = \sigma * \varepsilon_v * \theta_v^4$$

$$M_{ab} = \sigma * \varepsilon_{ab} * \theta_{ab}^4$$

Le flux net échangé par rayonnement entre le verre et l'absorbeur est :

$$\Phi_{ab-v} = \sigma * G' (M_{ab} - M_v)$$

$$\Phi_{ab-v} = \sigma * G' * \left(0,17 * \theta_{ab}^4 - 0,05 * \theta_v^4 \right)$$



2) TRANSFERTS PAR CONVECTION

Les transferts par convection s'observent entre le verre et l'air et entre l'absorbeur et l'eau.

a) Convection entre le verre et l'air ambiant

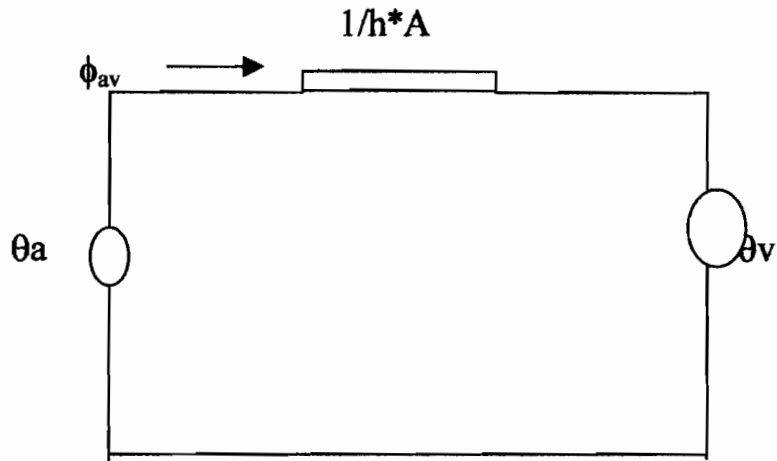
L'air à une température θ_a et une vitesse v_a circule sur le verre qui est à une température θ_v . On a ainsi un échange convectif entre le verre et l'air ambiant

Le flux échangé est alors :

$$\Phi_{v-a} = h_c * A * (\theta_v - \theta_a)$$

h_c : coefficient d'échange par convection

A : surface du verre



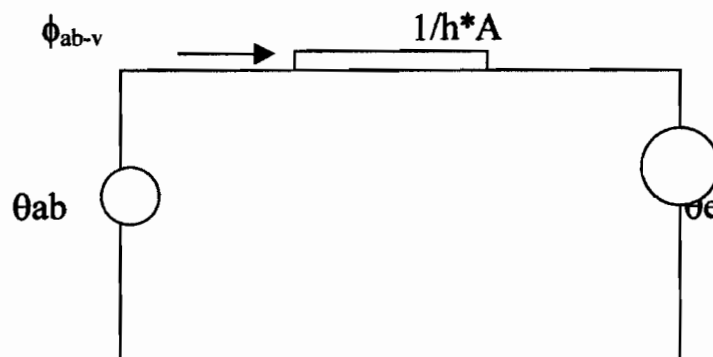
b) Convection entre l'absorbeur et l'eau

L'eau à une température θ_e circule sur l'absorbeur qui est à une température θ_{ab} .

Il y a alors échange de chaleur par convection dont le flux échangé est :

$$\Phi_{ab-v} = h_c \cdot A \cdot (\theta_{ab} - \theta_e)$$

A : surface utile de l'absorbeur



3) Conduction dans le verre

Le verre a une face tournée vers le ciel et une autre vers l'absorbeur. Elles sont donc à des températures différentes, il se passe alors un phénomène de conduction dans le verre.

Le coefficient d'échange par conduction est donné par :

$$h_c = \frac{\lambda}{e}$$

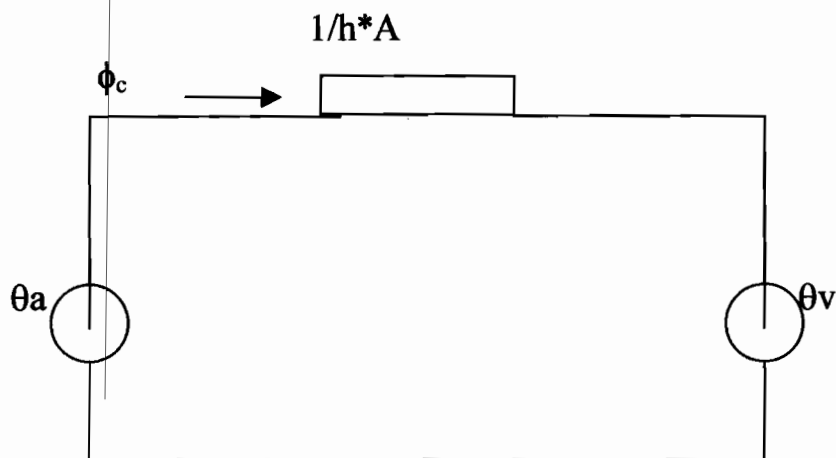
λ : conductivité du verre (1 w/ m.K)

e : épaisseur (1 cm)

$$\Phi_c = h_c * A * (\theta_a - \theta_v)$$

La résistance par conduction est alors :

$$R_{cd} = \frac{e}{\lambda * A} = \frac{0,01}{2,1} = 0,005 \text{ K/w}$$



La conduction au niveau de l'absorbeur est négligée à cause du calorifugeage que nous prévoyons et des propriétés physiques de l'acier.

4) Les capacités

Le verre et l'absorbeur retiennent une partie de l'énergie qu'ils reçoivent, ils se comportent ainsi comme des condensateurs de capacité C_v et C_{ab} .

$$C = \rho * V * C_p$$

V : volume du corps considéré;

ρ : masse volumique

C_p : chaleur masique;

Pour le verre on a :

$$V_v = S * e = 2,1 \text{ m}^2 * 0,01 \text{ m} = 0,021 \text{ m}^3$$

$$\rho_v = 2800 \text{ kg / m}^3 \quad [4]$$

$$C_{pv} = 0,837 \text{ kJ / kg}^\circ\text{K} \quad [4]$$

$$C_v = 2800 * 0,837 \cdot 10^3 * 0,021 = 49215,6 \text{ J/K}$$

Pour l'absorbeur

$$\rho = 8190 \text{ kg/m}^3, \quad C_p = 0,507 \text{ kJ/kg.K}$$

$$V = 47 * \Pi * \frac{(0,03^2 - 0,026^2) * 1,42}{4} = 0,012 \text{ m}^3$$

$$C_{ab} = 8190 * 0,507 \cdot 10^3 * 0,012 = 49828 \text{ J / K}$$

DETERMINATION DES CONSTANTES

1) Facteur de forme pour les échanges par rayonnement

Rayonnement entre verre et absorbeur

On a un capteur plan donc l'absorbeur et le verre forment deux plans parallèles.

Ainsi on a :

$G = A$: aire de l'absorbeur exposé au soleil

$G = 2 \text{ m}^2$

Rayonnement entre le verre et le ciel

Le ciel est considéré comme un plan au dessus du capteur . On a donc :

$G' = A$ (aire verre)

$G' = 2,1 \text{ m}^2$

2) Coefficients d'échanges convectifs

Convection entre le verre et l'air ambiant

On a une convection naturelle entre l'air et le verre dont le coefficient d'échange convectif est donné par [2] :

$$h_c = \frac{k * Nu}{L}$$

Nu : nombre de Nusselt

L : longueur du verre

k : conductivité du verre = 1 w/ m.

$$Nu = C * (Grf * Pr)^n \quad \text{et} \quad Grf = \frac{\beta * \rho^2 * g(\theta_v - \theta_a) * L^3}{\mu^2}$$

G et n dépendent de Grf * Pr en effet on a :

Grf	C	n
$10^{-1} - 10^4$	0,555	1
$10^4 - 10^9$	0,59	1/4
$10^9 - 10^{13}$	0,021	2/5

β : coefficient d'expansion thermique, (1/K)

g : accélération de la pesanteur = 9,81 m/s²

μ : viscosité absolue (N.s/m²)

ρ : masse volumique (kg/m³)

Le coefficient d'échange devient alors :

$$h_c = \frac{k * C}{L} * \left[\frac{\beta * g * \rho^2 * (\theta_v - \theta_a) * Pr * L^3}{\mu^2} \right]^n$$

$$C = 0,59$$

$$n = 1/4$$

Les propriétés physiques de l'air doivent être prises à une température :

$$\theta_f = \frac{\theta_v - \theta_a}{2}$$

A ce stade de l'étude nous ne pouvons disposer de la valeur de la température du verre. Cependant comme le verre est soumis au rayonnement solaire nous pouvons supposer que θ_f sera inférieure à 60°C. Or en deçà de cette température les propriétés physiques de l'air varient faiblement. C'est ainsi qu'on adopte les valeurs moyennes suivantes :

$$\beta = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{./K}$$

$$\rho = 1,13 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 18,68 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

$$\nu = 16,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0,7$$

$$\Rightarrow h_c = \frac{0,59 * 1 * \left[0,71 * 3,3 \cdot 10^{-3} * 9,81 * (1,13)^2 * (\theta_v - \theta_a) * L^3 \right]^{0,25}}{\left(18,66 \cdot 10^{-6} \right)^{0,5} * L}$$

$$h_c = \frac{0,59 * \left[84289777 * L^3 * (\theta_v - \theta_a) \right]^{0,25}}{L}$$

Comme θ_a est une fonction du temps, h_c apparait comme une fonction du temps et de la température du verre θ_v .

Convection entre l'eau et l'absorbeur

La vitesse d'écoulement dans les tubes est imposée par les dispositifs de conception. Elle est égale à 0,0007 m/s. Ainsi on a une convection forcée laminaire dans des conduites entre l'eau et l'absorbeur dont la formule du coefficient d'échange de chaleur est donnée par [2] :

dispositif conception

$$h_c = \frac{8 * k}{3 * \Phi}$$

k (conductivité de l'eau) = 0,630 w/m.K

Φ (diamètre intérieur d'un tube) = 0,026m

Pour chaque tube on a :

$$h_{ci} = \frac{8 * 0,630}{3 * 0,026} = 64,6 \text{ w/ m}^2.\text{K}$$

pour toute l'absorbeur on a un coefficient d'échange total de :

$$h_c * A = 64,6 * 5,45 \text{ w/K} = 352,15 \text{ w/K}$$

La résistance de convection est alors :

$$R = \frac{1}{h_c * A} = \frac{1}{352,15}$$

$$R_{cv} = 0,003 \text{ K/w}$$

CIRCUIT ELECTRIQUE EQUIVALENT DU SYSTEME

Expressions numériques des composants entrant dans le circuit

Sources de courant imposées par le rayonnement

$$\Phi_{v-c} = G * \sigma * \left(\varepsilon * \theta_v^4 - \theta_c^4 \right) \quad G = 2,1 \text{ m}^2$$

$$= 11,9 \cdot 10^{-8} \left(0,05 * \theta_v^4 - \theta_c^4 \right)$$

$$\Phi_{ab-v} = G' * \sigma * \left(\varepsilon_{ab} \theta_{ab}^4 - \varepsilon_v \theta_v^4 \right) \quad G' = 2 \text{ m}^2$$

$$= 11,34 \cdot 10^{-8} \left(0,09 * \theta_{ab}^4 - 0,005 \theta_v^4 \right)$$

Convection verre-air

Pour $L = 1,5 \text{ m}$ on a :

$$R_{cv} = \frac{1}{h_c * A} = \frac{0,0093}{(\theta_v - \theta_{air})^{0,25}} \quad (\text{K/w})$$

Cette résistance peut être remplacée par une source de courant liée:

$$\Phi_{v-air} = 107 * (\theta_v - \theta_{air})^{1,25} \quad (\text{w})$$

Convection absorbeur-eau

$$R_{cv} = 0,003 \text{ K/w}$$

Capacités

$$C_v = 49251,6 \text{ J/K}$$

$$C_{ab} = 49828 \text{ J/K}$$

Les Sources Thermiques

$$G_n(t) = 1389 * \sin(0,26 * (t - 7))$$

$G_n(t)$ est décomposable en deux sources $G_1(t)$ et $G_2(t)$

$$G_1(t) = 5\% * G_n(t) = 69,45 * \sin(0,26 * (t - 7)) \text{ arrivant sur le verre}$$

$$G_2(t) = 95\% * G_n(t) = 1320 * \sin(0,26 * (t - 7)) \text{ arrivant sur l'absorbeur}$$

$G_c(t)$: source de courant apportée par la chaudière

La conduction

$$R_{cd} = 0,005 \text{ K/w}$$

Sources de tension données par les températures :

Température d'entrée de l'eau :

$$\theta_e = 298 \text{ K}$$

Température ambiante

$$\theta_a = 301,32 + 6,47 * \sin(0,26 * (t - 9)) \text{ (K)}$$

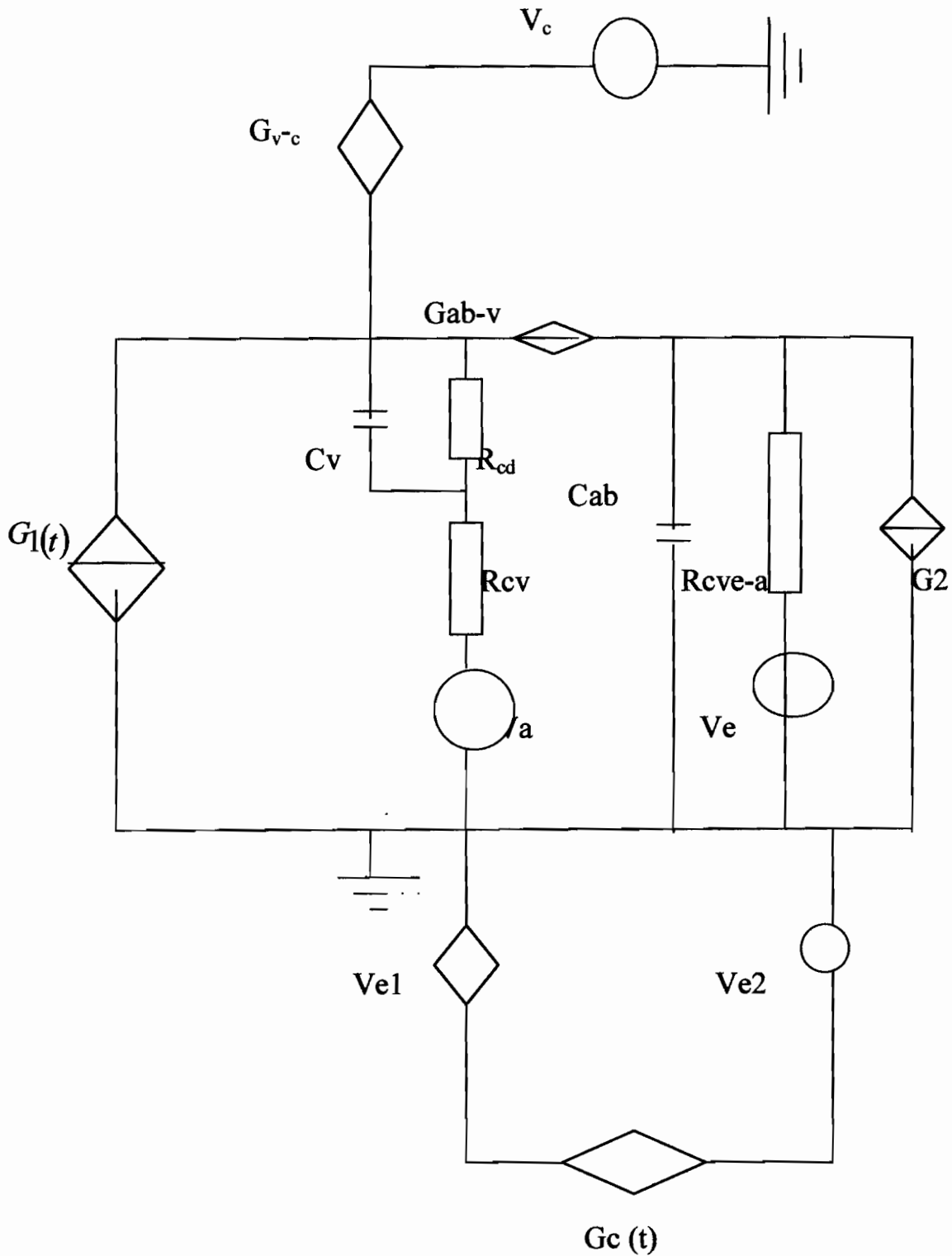
Température du ciel

$$\theta_c = 0,0552 * [301,32 + 6,47 * \sin(0,26 * (t - 9))]^{1,5}$$

θ_{e1} : température de l'eau à la sortie du capteur

θ_e : température d'entrée de l'eau = 298K

CIRCUIT ELECTRIQUE



CHAPITRE VI

SIMULATION ET PERFORMANCES DU

SYSTEME

INTRODUCTION

Au chapitre antérieur nous avons déterminé la modélisation électrique du système. Dans celui-ci, nous allons le soumettre à une simulation et déterminer ensuite ses performances.

I) SIMULATION

Les variations de la radiation solaire et de la température ambiante font que le circuit équivalent au système sera soumis à un régime transitoire.

Pour évaluer la réponse du circuit à ces dites variations nous nous proposons d'utiliser le logiciel P-SPICE.

LE LOGICIEL DE SIMULATION

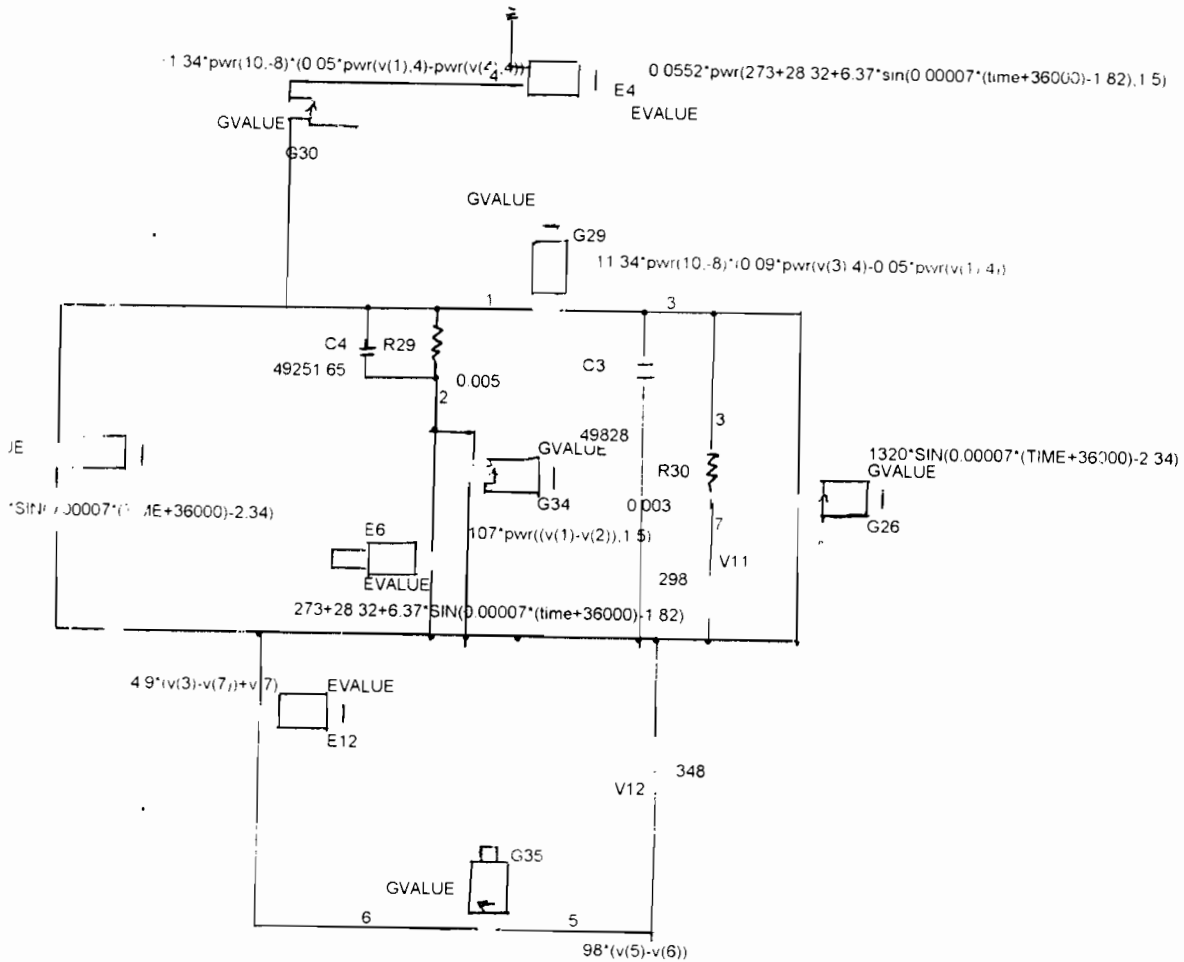
Avec son éditeur de dessin, son traceur de courbe et son routeur, P-SPICE est un logiciel qui sous l'environnement de Windows 95 permet d'analyser et de concevoir de bout à bout des applications en électronique pouvant compter plus de cent (100) nœuds.

Compte tenu des analogie électro-thermique, P-SPICE peut être utilisé pour traiter les questions thermiques.

Une séquence de simulation comporte généralement deux étapes :

- La description du réseau à étudier l'édition des taches ou commandes à exécuter
- L'exécution et l'exploitation des résultats de calcul en faisant appel au traceur de courbes

DESCRIPTION DU RESEAU



P.F.E

Abdourahmane Sall

Circuit électrique du system

Les résultats de la simulation

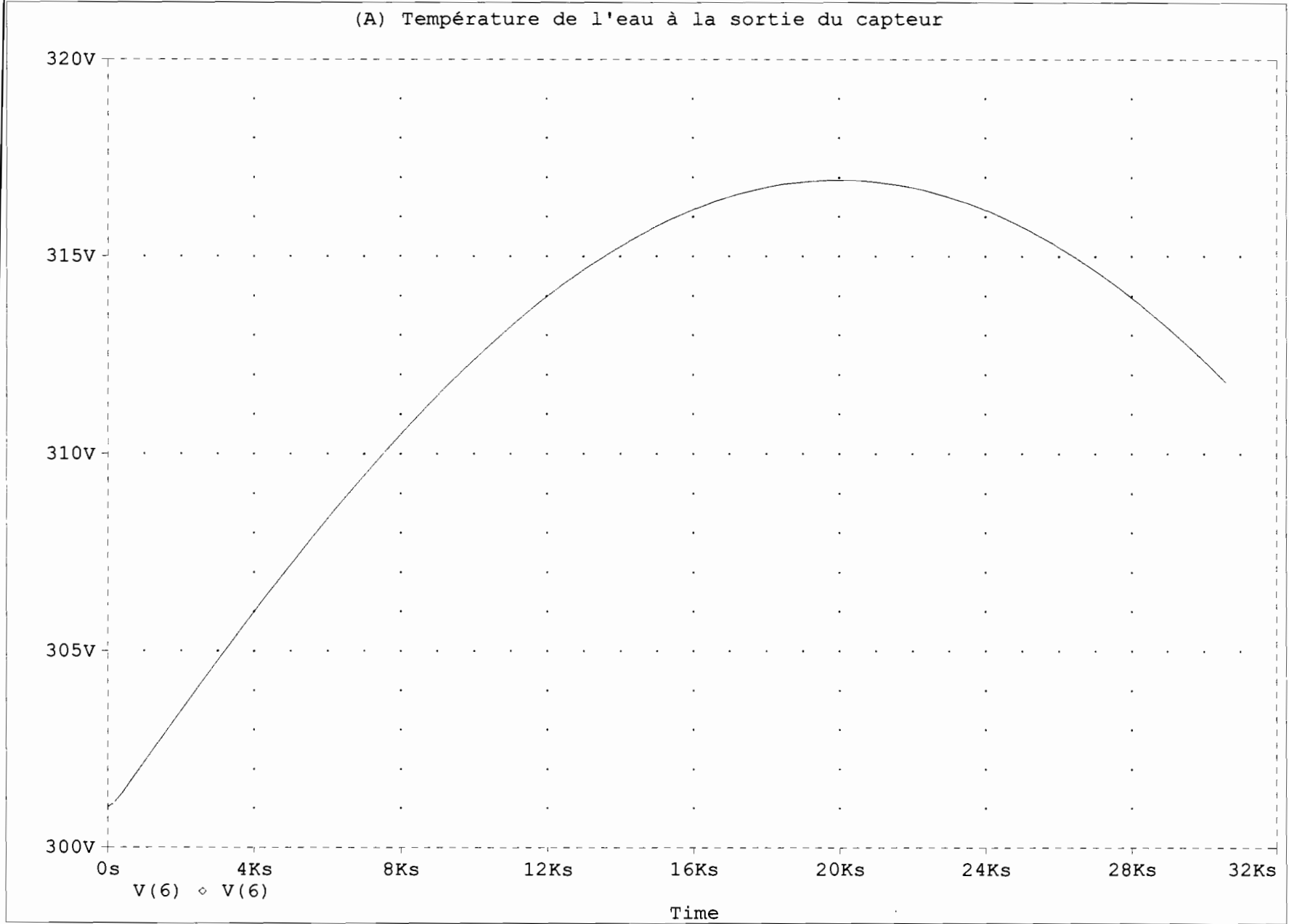
La simulation nous a donné les courbes des pages suivantes. Mais celles-ci ont donné des résultats électriques, il convient donc de rappeler que :

- les courbes de tension correspondent à des températures, donc les Volts sont équivalents aux Kelvins.

- Les courbes de courant correspondent à des flux thermiques, donc les Ampères sont équivalents aux Watts.

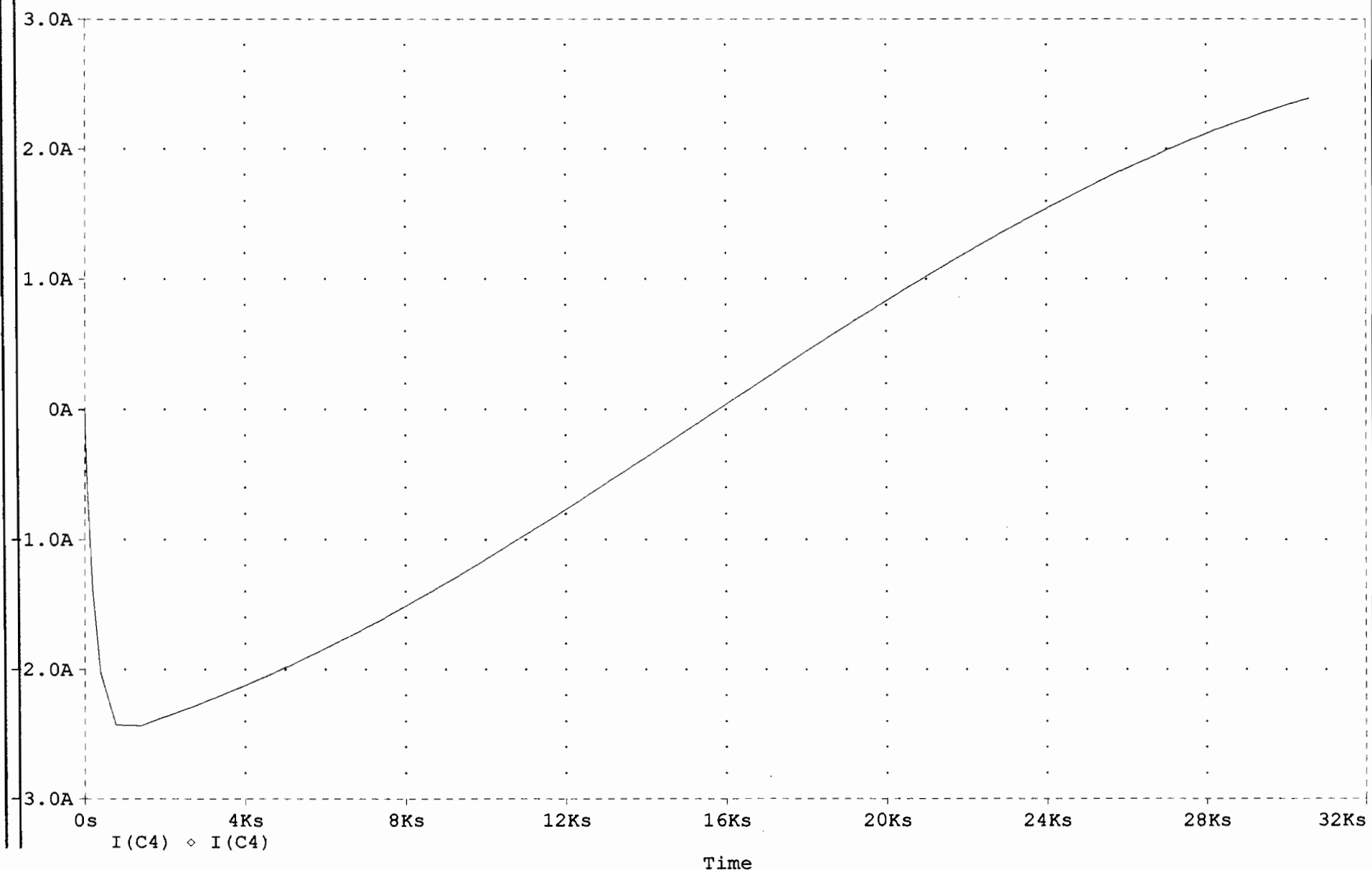
La simulation a commencé à 10 heures et s'est terminée à 18 heures 30 minutes.

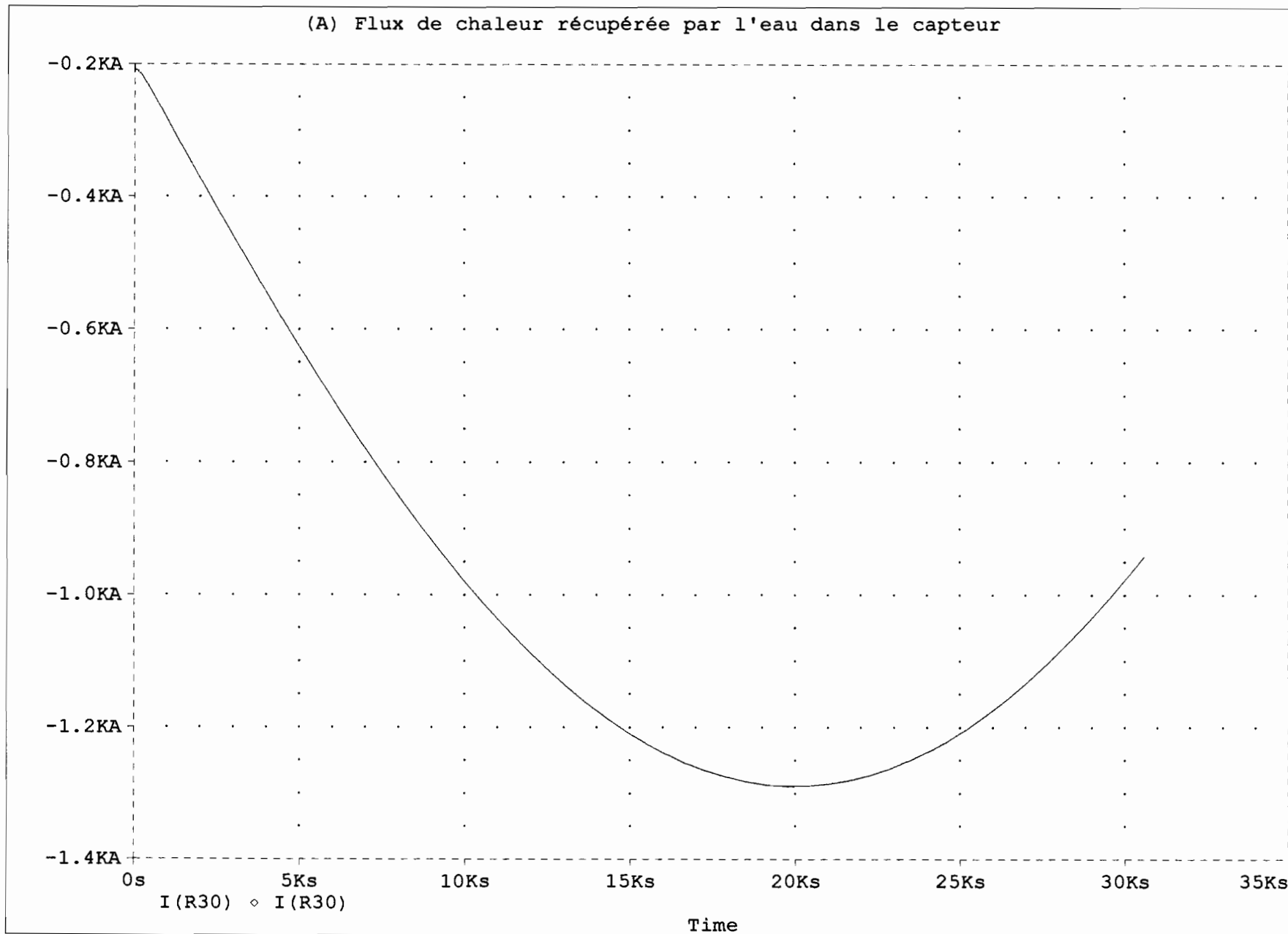
Soit de 0s à 30,6 KS.

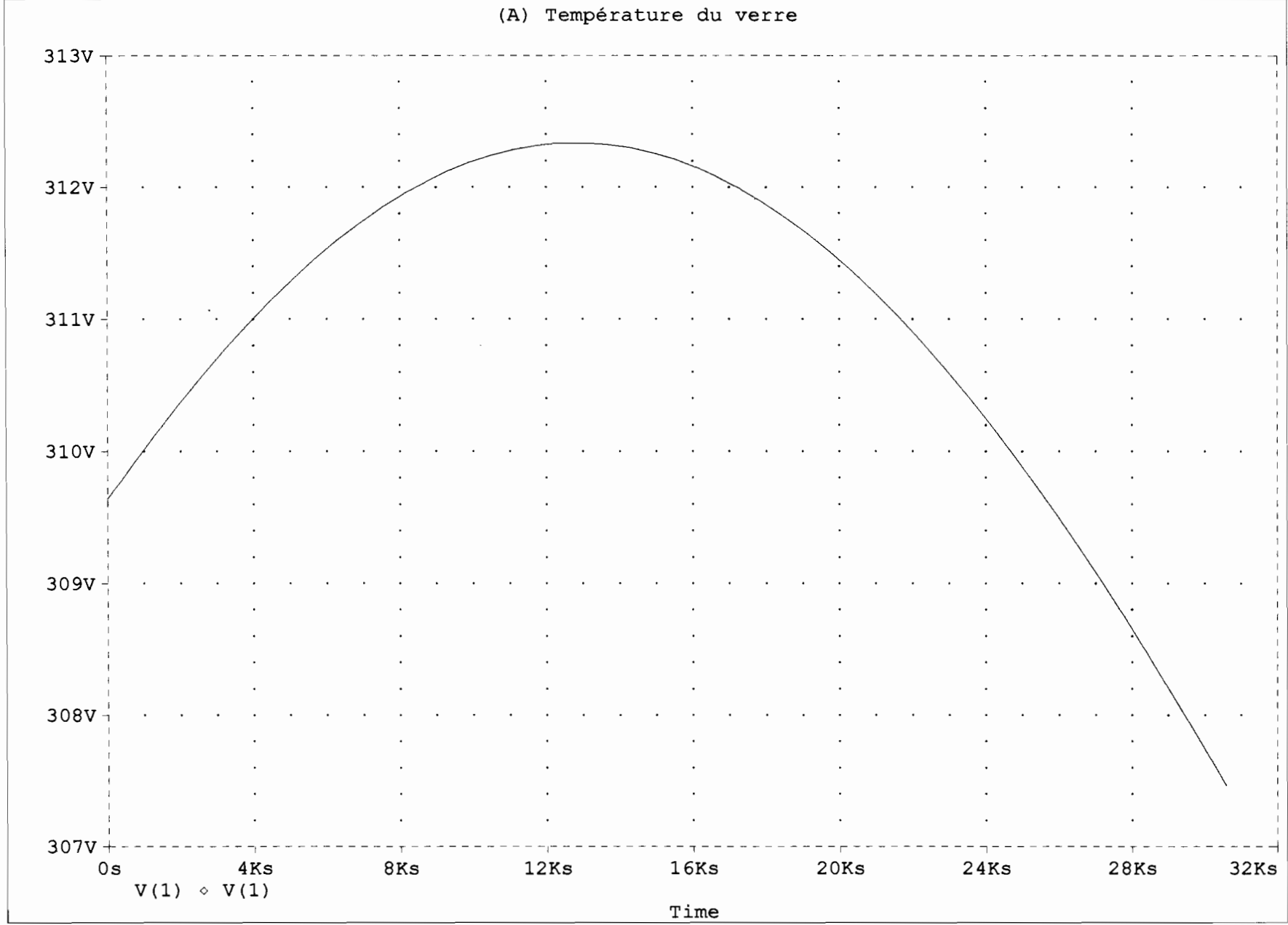


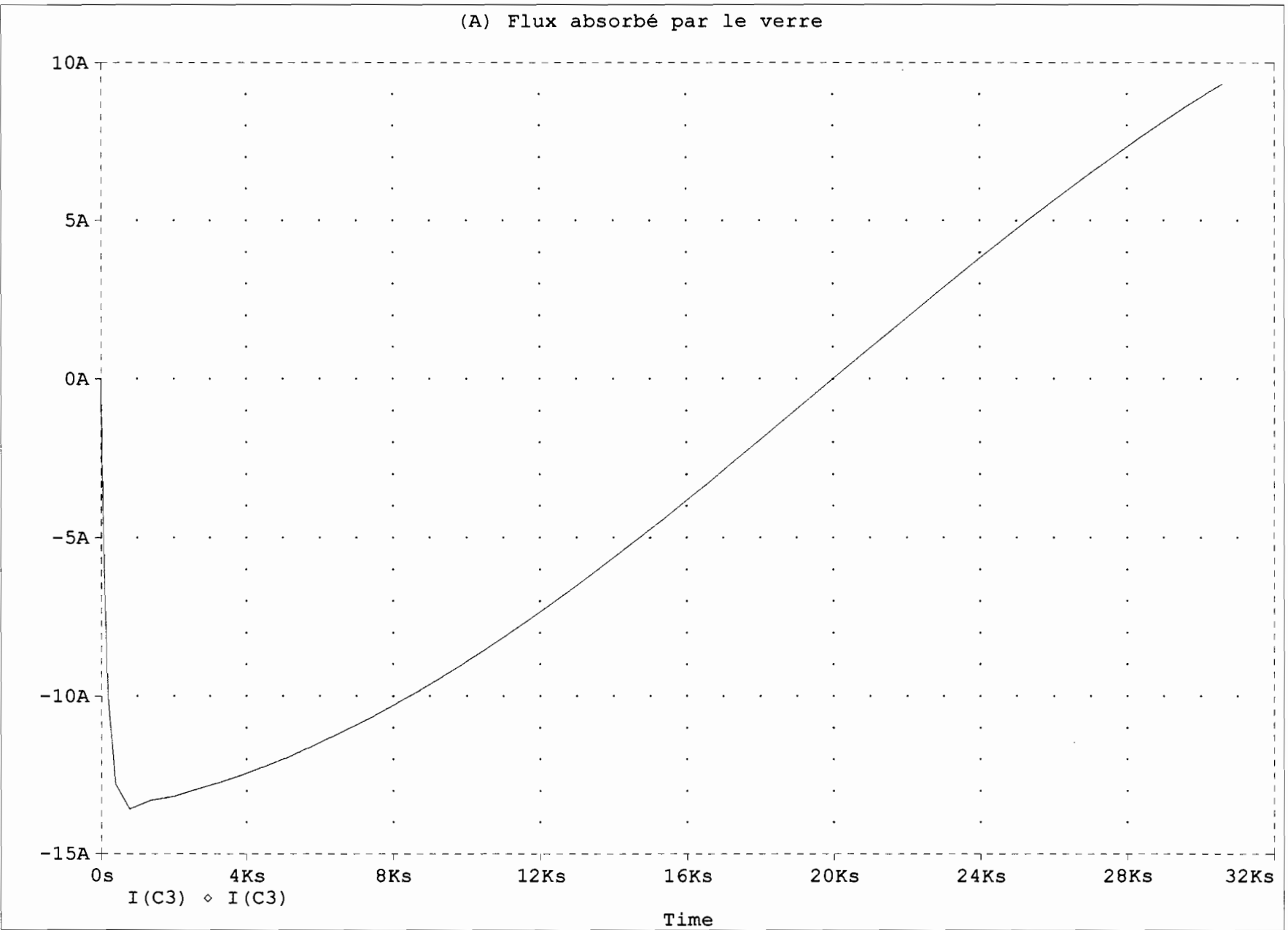
(A) Flux de chaleur absorbé par l'absorbeur

Projet de Fin d'Etude Etude d'un Système de Production d'eau chaude avec appoint solaire









II) LES PERFORMANCES ENERGETIQUES DU SYSTEME

Pour déterminer les performances du système il convient de déterminer le rendement du capteur solaire et le gain d'énergie.

1) Rendement du capteur

$$\eta = \frac{q_u}{\int A_v * G_n(t) dt}$$

q_u : énergie récupérée par l'eau dans le capteur

$\int A_v * G_n dt$: énergie reçue par le capteur

Evaluation de l'énergie récupérée par l'eau dans le capteur

Elle correspond à l'aire au dessus de la courbe I(R.30).

Le signe négatif témoigne du sens de l'échange thermique c'est à dire de l'absorbeur à l'eau.

L'aire au-dessus de la courbe est décomposable en :

- deux aires au-dessus de deux droites
- une aire au-dessus d'un arc de sinusoïde
- une aire au-dessus d'un rectangle

Les équations des droites et sinusoïde sont données par :

$$y_1 = 0,08 * t + 0,2 \quad 0 \leq t < 4,8 \text{ ks}$$

$$y_2 = 0,07 * t + 0,24 \quad 4,8 \text{ ks} \leq t < 9,5 \text{ ks}$$

$$y_3 = 0,38 * \sin(0,15 * t) \quad 9,5 \text{ ks} \leq t < 21,1 \text{ ks}$$

L'aire du rectangle est donnée par :

$$A_R = 21,1 * 0,95 \text{ kA.kS} = 20,045 \text{ kw.kS}$$

L'énergie récupérée par l'eau est alors :

$$q_u = \int_0^{4,8} (0,08t + 0,2) dt + \int_{4,8}^{9,5} (0,07 * t + 0,24) dt + \int_0^{21,1} (0,38 * \sin(0,15 * t)) dt + 20,045$$

$$q_u = 30,463 \text{ kw.kS} = 30,463.10^6 \text{ J}$$

Energie reçue

Elle correspond à l'énergie reçue par le capteur du lever du soleil à l'arrêt de la simulation. C'est à dire de sept heures à dix sept heures trente minutes. Soit une durée de 41400 secondes.

$$q_r = \int 1389,2 * \sin(0,00007 * (t+36000) - 2,34) dt$$

$$q_r = 39,33.10^6 \text{ J}$$

Rendement

$$\eta = \frac{30,463}{39,33} = 77\%$$

2) Economie d'énergie

Quantité d'énergie apportée par la chaudière

Elle correspond à l'aire sous la courbe de I (G.35). C'est celle se qui se trouve sous deux droites et une sinusoïde.

L'aire sous le sinusoïde correspond à la différence de celle du rectangle où le sinusoïde est circonscrit et du sinusoïde.

Les droites et sinusoïde ont pour équation :

$$y_1 = -0,12 * t + 4,6 \quad 0 \leq t < 5 \text{ ks}$$

$$y_2 = -0,105 * t + 4,425 \quad 5 \leq t < 9$$

$$y_3 = 0,55 * \sin(0,145 * t) \quad \leq t > 21,6$$

L'aire du rectangle est donnée par :

$$A_R = 21,6 * 0,6 = 12,96 \text{ kw.ks}$$

L'énergie apportée par la chaudière devient alors :

$$q_c = \int_0^5 (-0,12 * t + 4,6) dt + \int_5^9 (-0,105 * t + 4,525) dt + 21,96 \text{ kw.ks}$$

$$- \int_0^{21,6} 0,55 * \sin(0,145 * t) dt$$

$$q_c = 47,62.10^6 \text{ J}$$

Energie économisée

La quantité d'énergie nécessaire pour porter l'eau de 25°C à 75°C sans appoint solaire est de $103,214 \cdot 10^6 \text{ J}$, ainsi nous réalisons une économie d'énergie de :

$$e = \frac{103,215 - 47,62}{103,215} = 53\%$$

RECOMMANDATIONS & CONCLUSION

1- **La régulation**

La chaudière doit fournir une quantité d'énergie qui varie dans le temps, elle doit être munie d'un système de régulation qui régleme son apport de gaz suivant la courbe I (G35).

2- **Dispositions pratiques**

Notre étude a été dominée par son aspect théorique, il reste donc à déterminer les dispositions pratiques pour sa réalisation concrète.

3- **Validité des résultats**

Les résultats obtenus découlent d'une simulation où beaucoup d'hypothèses ont été faites :

- Sur le calcul des heures de lever et coucher du soleil ;
- Sur la détermination d'une température moyenne nationale,
- Sur la détermination d'une fonction de radiation solaire moyenne nationale ;
- Sur les propriétés physiques des matériaux et fluide
- Etc.

Ainsi le système doit être soumis à une expérimentation, pour pouvoir déterminer le domaine de validité de nos résultats.

4- Rentabilité

Le système a présenté des résultats intéressants du point de vue coût d'exploitation, mais il faut dire que par rapport que le coût d'investissement sera plus intéressant par rapport au système sans appoint solaire.

Il est nécessaire de faire une étude économique avant d'adopter un tel système.

En fin l'étude de ce projet de fin d'étude nous a permis de mieux nous rendre compte des opportunités que nous offre l'énergie solaire. En effet avec une surface de 2 m² exposée au soleil, l'étude montre qu'il nous est tout à fait légitime de nous attendre à une diminution de 53 % de la consommation énergétique des systèmes de production d'eau chaude sanitaire traditionnels. Dès lors il nous paraît tout à imaginable qu'avec une surface plus grande et une amélioration du rendement du capteur, nous pouvons nous passer de la chaudière.

L'étude nous a permis également de maîtriser une nouvelle méthode de résolution des phénomènes de transferts thermiques. Laquelle méthode utilise l'analogie électro-thermique. Qu'ils soient linéaires ou non linéaires les phénomènes électriques et thermiques sont parfaitement analogue.

Enfin, nous espérons que cette étude pourra servir de base à tous qui veulent investir dans l'énergie solaire.

ANNEXES

Rayonnement global (wh/m²)

Station	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	juin	Juil	Aout	Sept	Oct	Nov	Dec
Louga	4283	4706	5294	5978	5992	5769	5578	5453	5403	5350	4594	4667
bambey	4356	5214	6164	6478	6150	5717	5625	5603	5172	5303	4867	4281
tamba	4178	4989	5464	5817	5394	5217	4967	4869	5192	4764	4221	3631
Podor	4261	4294	5431	5322	5164	5386	5567	5411	5233	5242	5511	4250
Zig	4314	4465	5503	5367	4944	5178	4572	4719	5117	5072	4444	4125
Ling	4753	5297	6478	6489	6311	6022	6072	5839	5567	5578	4953	4708
Matam	4478	4947	5749	5958	5475	5556	5589	5542	5453	5214	4769	4107
Dakar	4681	5453	6400	6614	6250	6019	5578	5417	5303	5442	5811	4286
Nioro	5194	5819	6519	7156	7131	6417	5864	5789	6061	4847	5447	5339
Moy	4383	5026	5889	6131	5868	5698	5490	5405	5389	5313	4737	4779

on a une moyenne annuelle de 5309 Wh/m²

Tableau II Modélisation du rayonnement (w/m²)

Mois	Ij(w/h/m ²)	Gmax	Gn(t)
Jan	4283	612,22	$612,22 \cdot \sin(0,28 \cdot (t-7,56))$
Fev	5026	675,99	$676 \cdot \sin(0,27 \cdot (t-7,36))$
Mars	5889	763,48	$743,48 \cdot \sin(0,26 \cdot (t-7,02))$
Avril	6131	779,41	$779,41 \cdot \sin(0,25 \cdot (\sin(t-6,83)))$
Mai	5868	725,98	$726 \cdot \sin(0,25 \cdot (t-6,61))$
Juin	5698	696,17	$696,2 \cdot \sin(0,24 \cdot (t-6,58))$
Juil	5490	676,02	$676 \cdot \sin(0,25 \cdot (t-6,85))$
Aout	5405	679,95	$680 \cdot \sin(0,25 \cdot (t-6,85))$
Sept	5389	699,24	$699,23 \cdot \sin(0,26 \cdot (t-6,9))$
Oct	5313	716	$716 \cdot \sin(0,27 \cdot (t-6,95))$
Nov	4737	656	$656,4 \cdot \sin(0,28 \cdot (t-7,1))$
Dec	4379	619,37	$619,4 \cdot \sin(0,26 \cdot (t-7,33))$
Moy	5309	694,59	$694,6 \cdot \sin(0,26 \cdot (t-7))$

Tableau I calcul des heures de lever et de coucher du soleil

Mois	J moy	n° mois	t	a (°)	Et(h)	HI	Hc	durée du jour
Jan	17	1	16,8	20,98	-0,16	7,56	18,8	11,24
Fev	16	2	45,7	13,24	-0,23	7,36	19,03	11,673
Mars	16	3	75,7	1,79	-0,14	7,02	19,13	12,11
Avril	15	4	105	-9,77	0,006	6,83	19,18	12,35
Mai	15	5	135	-19,13	0,065	6,61	19,3	12,69
Juin	11	6	161	-23,17	0,007	6,58	19,43	12,85
Juil	17	7	196	-21,06	-0,104	6,75	19,5	12,75
Aout	16	8	225	-13,39	-0,073	6,85	19,33	12,48
Sept	15	9	254	-2,38	0,082	6,9	19	12,1
Oct	15	10	284	9,59	0,24	6,95	18,6	11,65
Nov	14	11	313	18,77	0,254	7,1	18,43	11,33
Dec	10	12	339	23,06	0,113	7,33	18,43	11,1
					Som	83,84	228,2	144,323
					Moy	6,99	19,01	12,069

Tableau III Modélisation de la température ambiante

Mois	T_m	T_M	$(T_m+T_M)/2$	$(T_M-T_m)/2$	T_a
Jan	16,6	31	23,8	7,2	$31+7,2*\sin(15*(t-9))$
Fev	18,3	34	26,2	7,85	$26,15+7,85*\sin(15*(t-9))$
Mars	20	36	28	8	$28+8*\sin(15*(t-9))$
Avril	22	37,5	29,8	7,75	$29,75+7,75*\sin(15*(t-9))$
Mai	23,4	38	30,7	7,3	$30,7+7,3*\sin(15*(t-15))$
Juin	24,4	36,4	30,4	6	$30,4+6*\sin(15*(t-15))$
Juil	27,3	34	30,7	3,35	$30,65+3,35*\sin(15*(t-15))$
Aout	24,3	33,3	28,8	4,5	$28,8+4,5*\sin(15*(t-15))$
Sept	24	34	29	5	$29+5*\sin(15*(t-15))$
Oct	24	36	30	5	$30+6*\sin(15*(t-15))$
Nov	20,3	39	29,7	6	$29,65+9,35*\sin(15*(t-15))$
Dec	17,16	28,3	23	9,35	$22,95+5,35*\sin(15*(t-15))$
mois fictif			28,3	6,47	$28,32+6,47*\sin(15*(t-15))$

Tableau III Modélisation de la température ambiante

Mois	T_m	T_M	$(T_M+T_m)/2$	$(T_M-T_m)/2$	T_a
Jan	16,6	31	23,8	7,2	$31+7,2*\sin(15*(t-9))$
Fev	18,3	34	26,2	7,85	$26,15+7,85*\sin(15*(t-9))$
Mars	20	36	28	8	$28+8*\sin(15*(t-9))$
Avril	22	37,5	29,8	7,75	$29,75+7,75*\sin(15*(t-9))$
Mai	23,4	38	30,7	7,3	$30,7+7,3*\sin(15*(t-15))$
Juin	24,4	36,4	30,4	6	$30,4+6*\sin(15*(t-15))$
Juil	27,3	34	30,7	3,35	$30,65+3,35*\sin(15*(t-15))$
Aout	24,3	33,3	28,8	4,5	$28,8+4,5*\sin(15*(t-15))$
Sept	24	34	29	5	$29+5*\sin(15*(t-15))$
Oct	24	36	30	5	$30+6*\sin(15*(t-15))$
Nov	20,3	39	29,7	6	$29,65+9,35*\sin(15*(t-15))$
Dec	17,16	28,3	23	9,35	$22,95+5,35*\sin(15*(t-15))$
mois fictif			28,3	6,47	$28,32+6,47*\sin(15*(t-15))$

Tableau III Modélisation de la température ambiante

Mois	T_m	TM	$(TM+T_m)/(TM-T_m)/$		T_a
Jan	16,6	31	23,8	7,2	$31+7,2*\sin(15*(t-9))$
Fev	18,3	34	26,2	7,85	$26,15+7,85*\sin(15*(t-9))$
Mars	20	36	28	8	$28+8*\sin(15*(t-9))$
Avril	22	37,5	29,8	7,75	$29,75+7,75*\sin(15*(t-9))$
Mai	23,4	38	30,7	7,3	$30,7+7,3*\sin(15*(t-15))$
Juin	24,4	36,4	30,4	6	$30,4+6*\sin(15*(t-15))$
Juil	27,3	34	30,7	3,35	$30,65+3,35*\sin(15*(t-15))$
Aout	24,3	33,3	28,8	4,5	$28,8+4,5*\sin(15*(t-15))$
Sept	24	34	29	5	$29+5*\sin(15*(t-15))$
Oct	24	36	30	5	$30+6*\sin(15*(t-15))$
Nov	20,3	39	29,7	6	$29,65+9,35*\sin(15*(t-15))$
Dec	17,16	28,3	23	9,35	$22,95+5,35*\sin(15*(t-15))$
mois fictif			28,3	6,47	$28,32+6,47*\sin(15*(t-15))$

Tableau III Modélisation de la température ambiante

Mois	T_m	T_M	$(T_M+T_m)/2$	$(T_M-T_m)/2$	T_a
Jan	16,6	31	23,8	7,2	$31+7,2*\sin(15*(t-9))$
Fev	18,3	34	26,2	7,85	$26,15+7,85*\sin(15*(t-9))$
Mars	20	36	28	8	$28+8*\sin(15*(t-9))$
Avril	22	37,5	29,8	7,75	$29,75+7,75*\sin(15*(t-9))$
Mai	23,4	38	30,7	7,3	$30,7+7,3*\sin(15*(t-15))$
Juin	24,4	36,4	30,4	6	$30,4+6*\sin(15*(t-15))$
Juil	27,3	34	30,7	3,35	$30,65+3,35*\sin(15*(t-15))$
Aout	24,3	33,3	28,8	4,5	$28,8+4,5*\sin(15*(t-15))$
Sept	24	34	29	5	$29+5*\sin(15*(t-15))$
Oct	24	36	30	5	$30+6*\sin(15*(t-15))$
Nov	20,3	39	29,7	6	$29,65+9,35*\sin(15*(t-15))$
Dec	17,16	28,3	23	9,35	$22,95+5,35*\sin(15*(t-15))$
mois fictif			28,3	6,47	$28,32+6,47*\sin(15*(t-15))$

Tableau III Modélisation de la température ambiante

Mois	T_m	T_M	$(T_M+T_m)/2$	$(T_M-T_m)/2$	T_a
Jan	16,6	31	23,8	7,2	$31+7,2*\sin(15*(t-9))$
Fev	18,3	34	26,2	7,85	$26,15+7,85*\sin(15*(t-9))$
Mars	20	36	28	8	$28+8*\sin(15*(t-9))$
Avril	22	37,5	29,8	7,75	$29,75+7,75*\sin(15*(t-9))$
Mai	23,4	38	30,7	7,3	$30,7+7,3*\sin(15*(t-15))$
Juin	24,4	36,4	30,4	6	$30,4+6*\sin(15*(t-15))$
Juil	27,3	34	30,7	3,35	$30,65+3,35*\sin(15*(t-15))$
Aout	24,3	33,3	28,8	4,5	$28,8+4,5*\sin(15*(t-15))$
Sept	24	34	29	5	$29+5*\sin(15*(t-15))$
Oct	24	36	30	5	$30+6*\sin(15*(t-15))$
Nov	20,3	39	29,7	6	$29,65+9,35*\sin(15*(t-15))$
Dec	17,16	28,3	23	9,35	$22,95+5,35*\sin(15*(t-15))$
mois fictif			28,3	6,47	$28,32+6,47*\sin(15*(t-15))$

Tableau III Modélisation de la température ambiante

Mois	T_m	T_M	$(T_M+T_m)/2$	$(T_M-T_m)/2$	T_a
Jan	16,6	31	23,8	7,2	$31+7,2*\sin(15*(t-9))$
Fev	18,3	34	26,2	7,85	$26,15+7,85*\sin(15*(t-9))$
Mars	20	36	28	8	$28+8*\sin(15*(t-9))$
Avril	22	37,5	29,8	7,75	$29,75+7,75*\sin(15*(t-9))$
Mai	23,4	38	30,7	7,3	$30,7+7,3*\sin(15*(t-15))$
Juin	24,4	36,4	30,4	6	$30,4+6*\sin(15*(t-15))$
Juil	27,3	34	30,7	3,35	$30,65+3,35*\sin(15*(t-15))$
Aout	24,3	33,3	28,8	4,5	$28,8+4,5*\sin(15*(t-15))$
Sept	24	34	29	5	$29+5*\sin(15*(t-15))$
Oct	24	36	30	5	$30+6*\sin(15*(t-15))$
Nov	20,3	39	29,7	6	$29,65+9,35*\sin(15*(t-15))$
Dec	17,16	28,3	23	9,35	$22,95+5,35*\sin(15*(t-15))$
mois fictif			28,3	6,47	$28,32+6,47*\sin(15*(t-15))$

Rayonnement global (wh/m²)

Station	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	juin	Juil	Aout	Sept	Oct	Nov	Dec
Louga	4283	4706	5294	5978	5992	5769	5578	5453	5403	5350	4594	4667
bambey	4356	5214	6164	6478	6150	5717	5625	5603	5172	5303	4867	4281
tamba	4178	4989	5464	5817	5394	5217	4967	4869	5192	4764	4221	3631
Podor	4261	4294	5431	5322	5164	5386	5567	5411	5233	5242	5511	4250
Zig	4314	4465	5503	5367	4944	5178	4572	4719	5117	5072	4444	4125
Ling	4753	5297	6478	6489	6311	6022	6072	5839	5567	5578	4953	4708
Matam	4478	4947	5749	5958	5475	5556	5589	5542	5453	5214	4769	4107
Dakar	4681	5453	6400	6614	6250	6019	5578	5417	5303	5442	5811	4286
Nioro	5194	5819	6519	7156	7131	6417	5864	5789	6061	4847	5447	5339
Moy	4383	5026	5889	6131	5868	5698	5490	5405	5389	5313	4737	4779

on a une moyenne annuelle de 5309 Wh/m²

Rayonnement global (wh/m²)

Station	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	juin	Juil	Aout	Sept	Oct	Nov	Dec
Louga	4283	4706	5294	5978	5992	5769	5578	5453	5403	5350	4594	4667
bambey	4356	5214	6164	6478	6150	5717	5625	5603	5172	5303	4867	4281
tamba	4178	4989	5464	5817	5394	5217	4967	4869	5192	4764	4221	3631
Podor	4261	4294	5431	5322	5164	5386	5567	5411	5233	5242	5511	4250
Zig	4314	4465	5503	5367	4944	5178	4572	4719	5117	5072	4444	4125
Ling	4753	5297	6478	6489	6311	6022	6072	5839	5567	5578	4953	4708
Matam	4478	4947	5749	5958	5475	5556	5589	5542	5453	5214	4769	4107
Dakar	4681	5453	6400	6614	6250	6019	5578	5417	5303	5442	5811	4286
Nioro	5194	5819	6519	7156	7131	6417	5864	5789	6061	4847	5447	5339
Moy	4383	5026	5889	6131	5868	5698	5490	5405	5389	5313	4737	4779

on a une moyenne annuelle de 5309 Wh/m²

LISTE BIBLIOGRAPHIQUE

- 1 - Transferts thermiques à l'habitat
Henri Cortez ; édition 1991
- 2 – Notes de cours transfert de chaleur
Banda N'doye, E.S.P 1999
- 3- L'énergie solaire et ses applications cours de D.E.A à l'U.C.A.D
D.Le Gourrier
- 4 - Elément de calcul d'une installation de chauffage
Dominique Weigel et Jacque Glubout, édition 1988
- 4- Tables et diagrammes thermodynamiques
K.Raznjevic, édition 1970
- 5- Traité de Plomberie
Henri Charlent édition 1980
- 6- Notes de cours Plomberie industrielle
Paul Demba, E.S.P 2000
- 7- Notes de cours Energie nouvelle et renouvelable
Pape Mody N'diaye, E.S.P 1999
- 8- Solar Engineering of thermal process
John A Duffi, édition 1980
- 9- Le rayonnement solaire- conversion thermique et application
Roger Bernard-Gilbert Menguy – Marcel Schwartzk, édition 1980
- 10- Cours et données de base des Transferts Thermiques
J.P.Petit , édition 1995

LISTE BIBLIOGRAPHIQUE

- 1 - Transferts thermiques à l'habitat
Henri Cortez ; édition 1991
- 2 – Notes de cours transfert de chaleur
Banda N'doye, E.S.P 1999
- 3- L'énergie solaire et ses applications cours de D.E.A à l'U.C.A.D
D.Le Gourrier
- 4 - Elément de calcul d'une installation de chauffage
Dominique Weigel et Jacque Glubout, édition 1988
- 4- Tables et diagrammes thermodynamiques
K.Raznjevic, édition 1970
- 5- Traité de Plomberie
Henri Charlent édition 1980
- 6- Notes de cours Plomberie industrielle
Paul Demba, E.S.P 2000
- 7- Notes de cours Energie nouvelle et renouvelable
Pape Mody N'diaye, E.S.P 1999
- 8- Solar Engineering of thermal process
John A Duffi, édition 1980
- 9- Le rayonnement solaire- conversion thermique et application
Roger Bernard-Gilbert Menguy – Marcel Schwartzk, édition 1980
- 10- Cours et données de base des Transferts Thermiques
J.P.Petit , édition 1995

LISTE BIBLIOGRAPHIQUE

- 1 - Transferts thermiques à l'habitat
Henri Cortez ; édition 1991
- 2 – Notes de cours transfert de chaleur
Banda N'doye, E.S.P 1999
- 3- L'énergie solaire et ses applications cours de D.E.A à l'U.C.A.D
D.Le Gourrier
- 4 - Elément de calcul d'une installation de chauffage
Dominique Weigel et Jacque Glubout, édition 1988
- 4- Tables et diagrammes thermodynamiques
K.Raznjevic, édition 1970
- 5- Traité de Plomberie
Henri Charlent édition 1980
- 6- Notes de cours Plomberie industrielle
Paul Demba, E.S.P 2000
- 7- Notes de cours Energie nouvelle et renouvelable
Pape Mody N'diaye, E.S.P 1999
- 8- Solar Engineering of thermal process
John A Duffi, édition 1980
- 9- Le rayonnement solaire- conversion thermique et application
Roger Bernard-Gilbert Menguy – Marcel Schwartzk, édition 1980
- 10- Cours et données de base des Transferts Thermiques
J.P.Petit , édition 1995