

SOMMAIRE

Introduction -----	1
Chapitre I : Simulation du comportement thermique d'un bâtiment -----	3
I-1) Analogie électrique-thermique : Equation de la chaleur-----	3
I-2) Bilan thermique : Détermination des paramètres-----	5
I-3) Notion de confort thermique-----	9
Chapitre II : La simulation -----	11
II-1 Description de la cellule d'habitation simulée-----	11
II-2 Conditions climatiques de la simulation-----	11
II-3 Le rafraîchissement-----	11
a) Résultats de la simulation et validation du modèle-----	15
-Influence des matériaux de construction-----	15
-Influence de l'épaisseur des murs-----	16
-Influence de l'épaisseur du plancher-----	19
b) Comportement de l'habitat sur un site donné, pour des données météorologiques déterminées -----	20
II-4 Le Chauffage-----	23
Conclusion -----	26
A-Annexe1 : Etude bibliographique -----	27
A-1 Conversion thermique du rayonnement solaire-----	27
a) Généralités-----	27
b) Conversion photo thermique -----	27
A-2 Les capteurs solaires-----	29
a) Les capteurs plan-----	30
b) Les capteurs à tubes sous tubes-----	31
A-3 La production d'eau chaude-----	32
a) Le système thermosiphon-----	32
b) Le système à circulation forcée-----	33
A-4 La production d'eau froide-----	34
a) Les cellules à effet Peltier (CEP) -----	34
b) La machine frigorifique solaire à absorption -----	35
b-1) Le principe de fonctionnement -----	35
b-2) Estimation du coefficient de performance (COP) -----	37

b-3) Propriétés -----	39
A-5 Estimation du rayonnement solaire global horaire au sol -----	39
A-6 Estimation de la température de l'air extérieur -----	41
B- Annexe2 : Les échanges thermiques dans le bâtiment -----	42
B-1 Généralités -----	42
B-2 La conduction en régime permanent -----	42
a) Loi de Fourier -----	42
b) : Conduction thermique à la traversé d'un mur -----	43
B-3 La convection -----	44
a)La convection naturelle -----	44
b) La convection forcée -----	47
c) Le rayonnement -----	47
REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE-----	48
WEBOGRAPHIE-----	49

Listes des figures

	Pages
Figure1 : Température de l'air du local pour des murs de matériaux différents-----	15
Figure2 : Température du plancher pour un local avec des murs de matériaux différents -----	16
Figure3 : Température de l'air du local pour des murs en parpaing d'épaisseur variable-----	17
Figure4 : Température du plancher pour un local de murs en parpaing d'épaisseur variable-----	18
Figure5 : Températures de l'air du local pour un plancher d'épaisseur variable-----	19
Figure6 : Température du plancher d'épaisseur variable-----	20
Figure7 : Températures de l'air du local, du plancher et de l'ambiance extérieure-----	21
Figure8 : Flux absorbé par le plancher-----	22
Figure9 : Evolution de la température ambiante le 19/01/2006 -----	24
Figure10 : Evolution du flux émis par le plancher en mode chauffage -----	24
Figure11 : Evolution de la température du plancher en mode chauffage -----	25
Figure12 : Evolution de la température de l'air du local et ambiante en mode chauffage -----	25

Liste des tableaux

	Pages
Tableau I-1 : Analogie électrothermique -----	3
Tableau I-2 : : Plages de température et humidité pour le confort -----	10
Tableau I-3 :Plages acceptable de température relative et l'humidité de 30 % et 60 % tel que recommandé par le Conseil national de Recherche Canada -----	10

Tableau II-1 : Caractéristiques thermo physiques de quelques matériaux courants -----	12
Tableau II-2 : Capacités et résistances thermiques pour Un local en briques creuses et de plancher d'épaisseur 17 cm-----	13
Tableau II-3 : Capacités et résistances thermiques pour un local en briques creuses et de plancher d'épaisseur 10 cm-----	14
Tableau II-4 : Température de l'air du local après 2 heures-----	17
Tableau II-5 : Température du plancher après 2 heures-----	18
Tableau II-6 : Températures de l'air du local, du plancher et de l'ambiance extérieure-----	21
Tableau II-7 : Flux absorbé par le plancher-----	22
Tableau B-1 : Valeurs des coefficients A, B et C pour la convection extérieure -----	45
Tableau B-2 : Valeurs données aux coefficients de corrélation -----	46

Liste des schémas

	Pages
Schéma I-1 : Mur multicouches -----	4
Schéma I-2 : Modèle du plancher et son environnement -----	6
Schéma A-1 : Puissance d'absorption des corps -----	28
Schéma A-2 : Rayonnement en incidence sur un corps -----	29
Schéma A-3 : Capteur plan -----	30
Schéma A-4 : Capteur sous vide -----	31
Schéma A-5 : Capteur sous vide à caloduc -----	32
Schéma A-6 : Chauffe-eau solaire du système thermosiphon -----	33
Schéma A-7 : Chauffe-eau solaire à circulation forcée -----	34
Schéma A-8 : CEP pour l'absorption de la chaleur au niveau d'une jonction -----	34
Schéma A-9 : Machine frigorifique à absorption -----	36
Schéma B-1 : Conduction thermique à la traversé d'un mur -----	43

Nomenclature
Lettres latines

Symboles	Significations	Unités
a	Diffusivité	M ² /s
AH	Angle horaire	o
C	Capacité thermique	J/K
Cp	Chaleur massique ou Spécifique	J/Kg °C
e	Epaisseur	m
Er	Energie reçue ou rayonnement	J/m ²
ET ou ΔT	Equation de temps	s
G	Flux Solaire	W/m ²
hc	Coefficient de convection	J/K
L	Longueur	m
Q	Quantité de chaleur	J
qm	Débit massique	L/Kg
Up	Coefficient de perte globale	W/m ² °C
R	Resistance thermique	K/W
S	Surface	m ²
T	Température	°C
Te ou Ta	Température ambiante	=
Tloc1 ou Tlo1	Température de l'air du local	=
Tpl1 ou Tpl	Température du plancher	=
t	Temps	s
TU	Temps universel	s
TSL	Temps solaire local	s
TSV	Temps solaire vrai	s
W	Travail	J

Lettres grecques

Symboles	Significations	Unités
α	Coefficient d'absorption du corps noir	-
δ	Déclinaison	0
ε	Emissivité du corps noir	-
η	Rendement de conversion Flux thermique	- Watt
Φ		
λ	Conductivité thermique	W/mK
λ	Longitude	0
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
σ	Constante de Stefan Boltzmann	-
τ	Coefficient de transmission énergétique	-
φ	Latitude	0
Φ_s	Flux de chaleur	Watt
Ω	Angle horaire	0

Résumé

Face à une demande croissante en besoin de froid en période estivale et en chaleur en hiver dans les bâtiments mais également aux problèmes écologiques de certains réfrigérants (utilisés par la machine frigorifique à compression pour la production d'eau froide), le chauffage et le rafraîchissement solaire de l'habitat est aujourd'hui une technique prometteuse. Il assure de bonnes conditions de confort thermique tout en minimisant les consommations énergétiques et la dégradation de l'environnement.

Le plancher est constitué d'une dalle en béton parcouru par un serpentín en cuivre. Le principe consiste donc à faire circuler de l'eau chaude ou froide dans le tube en serpentín selon qu'on est en mode chauffage ou en mode froid.

En mode froid, on fait circuler de l'eau froide produit par la machine frigorifique solaire à absorption. Dès que la température du local est supérieure à celle du sol, le plancher absorbe le surplus de chaleur pour abaisser la température de la cellule d'habitation.

En mode chauffage, on fait circuler de l'eau à une température supérieure à celle du local. Le plancher émet à son tour des calories pour chauffer l'air de la cellule d'habitation.

Nous avons vu l'influence des matériaux de construction (laine de verre, parpaing, briques creuses), de l'épaisseur des murs et du plancher sur le comportement thermique de l'habitat. Nous avons également appliqué notre modèle sur un site donné, pour des données météorologiques déterminées.

Ainsi pour rafraîchir comme pour chauffer, il suffit d'accroître la production de froid ou de chaleur. Dans ce cas il y a des risques d'apparition de condensation à la surface du sol si la température ambiante s'abaisse au-dessous du seuil de température qui correspond au point de rosée, d'une chute ou montée en température trop lente mais également des surchauffes. Pour pallier cela, il faut faire appel à un système de régulation.

Introduction

Aujourd'hui, le dérèglement climatique causé par les émissions de gaz à effet de serre est de plus en plus inquiétant. En effet, pendant certaines périodes de l'année et dans certaines régions, les températures peuvent atteindre 40 °C, mais chuter jusqu'à 15 °C. Il est donc nécessaire de baisser ou d'augmenter par la climatisation ces températures dans l'habitat pour le bien être des occupants et la protection de certains matériaux sensibles à ces variations thermiques.

Cela demande une forte consommation d'énergie surtout fossile et donc accentue les problèmes environnementaux. A cela s'ajoute l'épuisement des combustibles fossiles qui a eu comme conséquence la crise énergétique actuelle.

Dans ce contexte de nouveaux scénari énergétiques sont à mettre en œuvre. Ces scénari reposent sur une utilisation simultanée de tout un panel de ressources d'énergies (énergie solaire, éolienne, hydraulique etc.), qui remplacent progressivement et en partie les énergies fossiles. L'aspect économique passe ici en second plan au profil d'une vision plus environnementale de la production d'énergie.

Le chauffage et le rafraîchissement de l'habitat doivent donc faire appel aux énergies renouvelables. **« En fait les résultats obtenus au cours des dernières années ont montré que le chauffage et le rafraîchissement des locaux sont non seulement techniquement faisables, mais aussi économiquement concurrentiels »** [Nation unies 1980]. Les énergies renouvelables se présentent alors comme une alternative à la crise énergétique et à la dégradation de l'environnement. Il nous semble donc important de pousser les recherches dans ce domaine. C'est dans cette perspective que nous avons opté de travailler sur le sujet **« chauffage et rafraîchissement du local par le plancher »**.

Nous allons utiliser comme échangeur de chaleur un plancher constitué d'une dalle en béton parcourue par un serpentin en cuivre dans lequel on fait circuler de l'eau chaude ou froide selon la période de l'année.

Pour rafraîchir l'eau, nous faisons appel à la machine frigorifique solaire à absorption ammoniac-eau qui utilise l'eau chauffée au niveau d'un capteur solaire pour fonctionner. Nous donnons dans la suite de manière brève son principe de fonctionnement.

Pour le chauffage de l'habitat, l'eau chauffée au niveau du capteur passe directement dans le plancher (plancher chauffant direct) ou bien est stockée dans un ballon de stockage

avant de circuler dans le serpentin (plancher chauffant indirect). En fait, pour le chauffage et le rafraîchissement nous utilisons le même capteur solaire et le même plancher.

Cette étude nous permet de voir le comportement thermique du local muni du système de chauffage ou de rafraîchissement. Nous allons utiliser différents matériaux pour voir l'influence de leurs conductivités thermiques sur le comportement thermique de l'habitat.

Nous allons également varier l'épaisseur des murs et du plancher pour voir comment elle influe sur la température de l'air du local. Nous considérerons aussi des conditions climatiques particulières de journées-types de la période la plus froide et de celle la plus chaude de l'année pour faire la simulation c'est-à-dire pour voir le comportement thermique de l'habitat.

Chapitre I :

Simulation du comportement thermique d'un bâtiment

Nous étudions le comportement thermique d'un bâtiment muni d'un système de chauffage et de rafraîchissement par le plancher. Ce dernier est parcouru par un serpentin en cuivre dans lequel on fait circuler de l'eau chaude ou froide selon la période de l'année.

I-1) Analogie électrique-thermique : Equation de la chaleur

Le transfert thermique dans le bâtiment est un phénomène très complexe. Les équations sont non linéaires et souvent très nombreuses. Pour illustrer les échanges thermiques dans l'habitat, on peut utiliser l'analogie électro thermique des éléments supposés linéaires. Ainsi nous avons les correspondances dans le tableau ci-dessous :

Grandeurs thermiques	Grandeurs électriques
Température	Potentiel
Flux de chaleur	Courant
Résistance thermique	Résistance électrique
Capacité thermique	Capacité électrique

Tableau I-1 : Analogie électro thermique

Le mur est constitué de plusieurs couches d'épaisseur dx chacune et modélisée par une résistance dR en parallèle avec une capacité dC .

Avec :

$$dR = \frac{dx}{\lambda S} = r \cdot dx$$

$$dC = C_p \cdot dm = \rho \cdot C_p \cdot dv = \frac{\rho C_p}{\lambda} \lambda S dx = C \cdot dx$$

dm : masse élémentaire de la couche d'épaisseur dx

1
 $r = \frac{1}{\lambda s}$ est la résistivité thermique par unité de surface
 λs

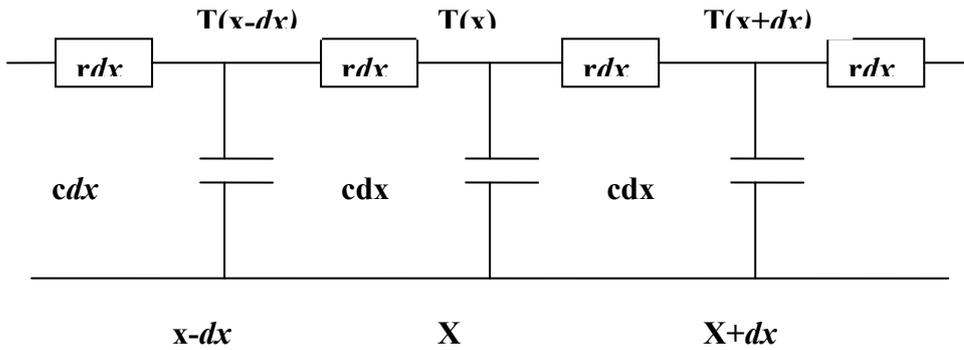


Schéma I-1 : Mur multicouche [CORTES H., BLOT J., 1999]

Nous pouvons appliquer la loi des nœuds.

Au nœud x on a :

$$\frac{T(x-dx) - T(x)}{rdx} = \frac{T(x) - T(x+dx)}{rdx} + Cdx \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\Rightarrow \frac{T(x-dx) - 2T(x) + T(x+dx)}{dx^2} = rC \frac{\partial T}{\partial t}$$

En faisant les développements limités au 3^{ème} ordre de $T(x+dx)$ et de $T(x-dx)$ on obtient :

$$T(x+dx) = T(x) + \frac{\partial T}{\partial x} dx + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \frac{dx^2}{2} + \frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \frac{dx^3}{3!}$$

$$T(x-dx) = T(x) - \frac{\partial T}{\partial x} dx + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \frac{dx^2}{2} - \frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \frac{dx^3}{3!}$$

$$\Rightarrow T(x-dx) + T(x+dx) - 2T(x) = 2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \frac{dx^2}{2} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx^2$$

$$\implies \frac{T(x-dx) - 2T(x) + T(x+dx)}{dx^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

d'où l'équation de la chaleur à une dimension :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = rC \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{I-1}$$

$$rC = \frac{1}{a}$$

Avec :

a est la diffusivité du matériau ;

ρ est la masse volumique ;

C_p est la chaleur massique ;

I-2) Bilan thermique : Détermination des paramètres

La modélisation est basée sur le calcul des bilans thermiques entre les éléments constitutifs du système. Ce bilan thermique consiste à faire la loi des nœuds. Il nous permet de déterminer les paramètres (température de l'air du local, température du plancher, le flux absorbé ou émis etc.)

Le système est constitué du plancher chauffant/rafraîchissant et son environnement (les quatre murs, le plafond et l'ambiance extérieure). Le plancher est modélisé par la résistance R_1 en parallèle avec la capacité C_1 ; les quatre murs et le plancher sont également modélisés par R_2 en parallèle avec C_2 .

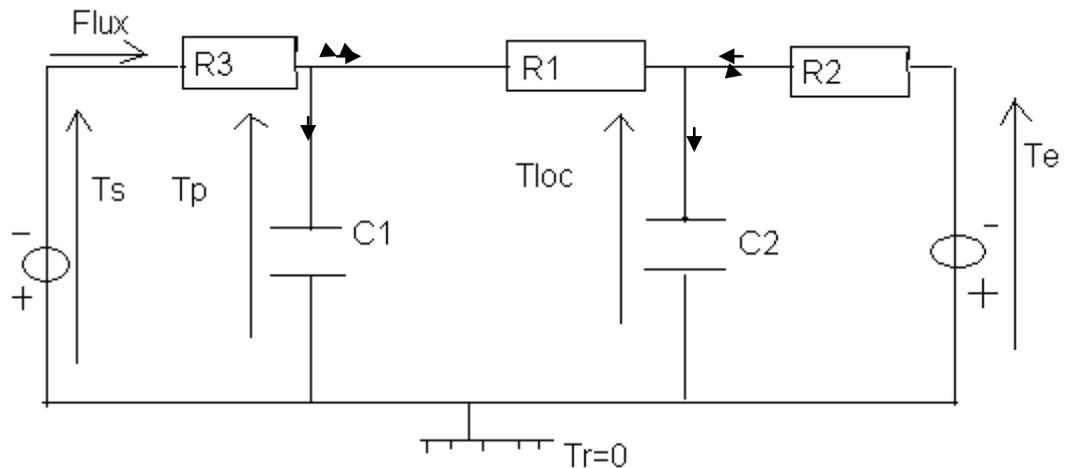


Schéma I-2 : Modèle du plancher et son environnement

R_3 est la résistance thermique entre le serpentin et le plancher chauffant ou rafraîchissant ;

R_1 est la résistance thermique entre le plancher et l'air du local ;

R_2 est la résistance entre l'habitat et l'air extérieur ;

T_s est la température de l'eau dans le serpentin ;

T_p est la température du plancher ;

T_{loc} est la température de l'air du local ;

T_e est la température de l'extérieur ;

T_r est la température de référence supposée égale à zéro

C_1 est la capacité thermique du plancher ;

C_2 est la capacité thermique de la masse à chauffer ou à rafraîchir (air local et surfaces environnantes)

Flux ou ϕ_s est le flux thermique émis ou absorbé par l'eau circulant dans le serpentin.

Au nœud 1 on a :

$$\frac{T_s - T_p}{R_3} = \frac{T_p - T_{loc}}{R_1} + C_1 \frac{dT_p}{dt} \quad \text{I-2}$$

Au nœud 2 :

$$\frac{T_p - T_{loc}}{R_1} = \frac{T_{loc} - T_e}{R_2} + C_2 \frac{dT_{loc}}{dt} \quad \text{I-3}$$

$$\text{I-3} \implies T_p - T_{loc} = \frac{R_1}{R_2} (T_{loc} - T_e) + R_1 \cdot C_2 \frac{dT_{loc}}{dt}$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{dT_{loc}}{dt} + \frac{R_1}{R_2} \left(\frac{dT_{loc}}{dt} - \frac{dT_e}{dt} \right) + R_1 \cdot C_2 \frac{d^2 T_{loc}}{dt^2}$$

Supposons que T_e varie très lentement; alors:

$$\frac{dT_e}{dt} \text{ est négligeable devant les autres termes.}$$

$$\Rightarrow \frac{dT_p}{dt} = \frac{dT_{loc}}{dt} + \frac{R_1}{R_2} \frac{dT_{loc}}{dt} + R_1 C_2 \frac{d^2 T_{loc}}{dt^2} \quad \text{I-4}$$

I-4 dans I-2 \Rightarrow

$$\phi_s = \frac{T_p}{R_1} - \frac{T_{loc}}{R_1} + C_1 \frac{dT_{loc}}{dt} + \frac{C_1 R_1}{R_2} \frac{dT_{loc}}{dt} + R_1 C_1 C_2 \frac{d^2 T_{loc}}{dt^2}$$

$$\phi_s R_2 = T_{loc} - T_e + \frac{dT_{loc}}{dt} (C_2 + C_1 + \frac{C_1 R_1}{R_2}) + R_1 R_2 C_1 C_2 \frac{d^2 T_{loc}}{dt^2}$$

En posant $\tau_1 = R_1 C_1$ et $\tau_2 = R_2 C_2$ on a :

$$\tau_1 \tau_2 \frac{d^2 T_{loc}}{dt^2} + (\tau_1 + \tau_2 + R_2 C_1) \frac{dT_{loc}}{dt} + T_{loc} = R_2 \phi_s + T_e \quad \text{I-5}$$

Equation du second degré avec second membre.

Lorsque le régime permanent est établi temps tendant vers l'infini ($t \rightarrow \infty$), la température du local va tendre vers une constante appelée la température de consigne.

$$t \rightarrow \infty \implies T_{loc} = T_{con} = R_2 \phi_s + T_e$$

$$\implies \phi_s = \frac{T_{con} - T_e}{R_2} \quad \text{I-6}$$

-Détermination de la température de l'air du local :

Nous allons d'abord résoudre l'équation sans second membre définie ci-dessous :

$$\tau_1 \tau_2 \frac{d^2 T_{loc}}{dt^2} + (\tau_1 + \tau_2 + R_2 C_1) \frac{dT_{loc}}{dt} + T_{loc} = 0 \quad \text{I-7}$$

$$\tau_1 \tau_2 r^2 + (\tau_1 + \tau_2 + R_2 C_1) r + 1 = 0$$

$$\Delta = (\tau_1 + \tau_2 + R_2 C_1)^2 - 4\tau_1 \tau_2 > 0$$

On a donc deux racines r_1 et r_2 négatives

$$T_{loc1} = A \exp(r_1 t) + B \exp(r_2 t) \quad \text{I-8}$$

-Solution particulière :

Lorsque t tend vers l'infini alors la température de l'air du local est constante et sa dérivée par rapport au temps est nulle

$$T_{loc2} = R_2 \phi_s + T_e$$

La solution générale s'écrit :

$$T_{loc}(t) = T_{loc1} + T_{loc2} \quad \text{I-9}$$

$$T_{loc}(t) = A \exp(r_1 t) + B \exp(r_2 t) + R_2 \phi_s + T_e \quad \text{I-10}$$

A et B sont des constantes à déterminer par les conditions initiales.

-Détermination des constantes A et B

$$\text{A } t=0, T_{\text{loc}}(0) = T_e = A + B + R_2 \phi_s + T_e$$

$$\implies \mathbf{A + B = - R_2 \phi_s} \quad \mathbf{I-11}$$

En plus à $t=0$, la température est uniforme et égale à T_e ; donc le flux à travers C_2 est nul.

$$\implies C_2 \frac{dT_{\text{loc}}}{dt} = 0 \text{ (pour } t = 0)$$

$$\implies \mathbf{r_1 A + r_2 B = 0} \quad \mathbf{I-12}$$

La résolution du système I-11 et I-12 nous donne :

$$\mathbf{B = - \frac{r_1}{r_1 - r_2} R_2 \phi_s} \quad \mathbf{A = \frac{r_2}{r_1 - r_2} R_2 \phi_s}$$

-Détermination de $T_p(t)$

$$T_p(t) = T_{\text{loc}}(t) + \frac{R_1}{R_2} \{T_{\text{loc}}(t) - T_e\} + R_1 C_2 \frac{T_{\text{loc}}}{dt}$$

$$\mathbf{T_p(t) = T_{\text{loc}}(t) \left\{1 + \frac{R_1}{R_2}\right\} - \frac{R_1}{R_2} T_e + R_1 r_1 C_2 A \exp(r_1 t) + R_1 r_2 C_2 B \exp(r_2 t)} \quad \mathbf{I-13}$$

En mode rafraîchissement, les solutions se présentent sous la même forme. Seul le flux thermique ϕ_s change de signe. Nous avons les mêmes solutions (I-6, 10 et 13). Ceci est raisonnable car nous sommes dans le cas d'une absorption du flux par le plancher.

I-3) Notion de confort thermique

Le confort thermique est une notion subjective difficile à quantifier. Elle dépend non seulement des caractéristiques « météorologiques » de l'environnement (telles que la température, l'humidité, la vitesse de l'air etc.) mais aussi des facteurs liés à l'activité de l'utilisateur, à ses vêtements.

Nous avons dans les tableaux ci-dessous des plages de température et d'humidité pour le confort.

Condition	Humidité relative	°C	°F
Eté (vêtement léger)	Si 30 % alors	24,5-28	76-82
	Si 60 % alors	23- 25,5	74-78
Hiver (vêtement chaud)	Si 30 % alors	20,5-25,5	69-78
	Si 60 % alors	20-24	68-75

Source : Adapté d'ASHRAE 55-2004

Tableau I-2 : Plages de température et humidité pour le confort
[\[http://irc.nnrc.gc.ca/pubs/ctus/64e.html\]](http://irc.nnrc.gc.ca/pubs/ctus/64e.html)

Exemples de plages de température opérative acceptables, basées sur les diagrammes de la zone de confort de la norme ASHRAE 55-2004		
Conditions	Températures opératives acceptables	
	°C	°F
Eté (degré d'isolement des vêtements=0,5 clo)		
Humidité relative 30 %	24,5-28	76-82
Humidité relative 60 %	23-25,5	74-78
Hiver (degré d'isolement des vêtements=1,0 clo)		
Humidité relative 30 %	20,5-25,5	69-78
Humidité relative 60 %	20-24	68-75

Le **Clo** est l'unité de résistance thermique des vêtements.

Source : Conseil National de Recherches Canada, Qualité de l'air intérieur et confort thermique dans les bureaux à aire ouverte, Solution constructives, n°64, octobre 2005

Tableau I-3 : Plages acceptable de température relative et l'humidité de 30 % et 60 % tel que recommandé par le Conseil national de Recherche Canada
[\[http://irc.nnrc.gc.ca/pubs/ctus/64e.html\]](http://irc.nnrc.gc.ca/pubs/ctus/64e.html)

Chapitre II : La simulation

II-1. Description de la cellule d'habitation simulée

La simulation est faite sur Excel et grâce au logiciel matcad. Le local simulé est situé dans la région de Dakar. Il a une forme parallélépipédique. La longueur est égale à 4 mètres. La hauteur et la largeur sont égales et mesurent 3 mètres. Le plancher, constitué en béton plein est parcouru par un serpentín en cuivre dans lequel on fait circuler de l'eau chaude ou froide selon la période de l'année.

II- 2. Conditions climatiques de la simulation

Nous considérons des conditions climatiques particulières de journée-types de ciel clair pour faire la simulation. Nous avons choisi la journée du 31 Août et du 19 Janvier 2006 supposée respectivement la plus chaude et la plus froide de l'année. Le site a les paramètres suivants : Latitude 14°44 Nord, Longitude 17° 30 Ouest.

II- 3. Le rafraîchissement

Pendant la période de forte canicule, les températures peuvent grimper jusqu'à 40 °C. Pour rafraîchir le local on fait circuler de l'eau dans le serpentín à une température inférieure à la température ambiante. Dès que la température du local est supérieure à celle du plancher, celui-ci absorbe le surplus de chaleur pour abaisser la température de l'habitat. Ainsi la température diminue de manière suffisante pour que l'on puisse ressentir un rafraîchissement de l'air du local. La simulation en mode rafraîchissement est faite pour la journée du 31 Août 2006 c'est-à-dire le 243^{ème} jour de l'année. Dans les tableaux ci-dessous nous avons quelques valeurs thermo- physiques des matériaux (chaleur massique, masse volumique et conductivité thermique) ; nous avons également quelques valeurs de résistances et capacités thermiques.

Matière	Chaleur massique C (KJ/Kg.K)	Masse volumique ρ (Kg/m ³)	Conductivité thermique λ (W/mK)
Enduit de ciment	0.9	2000	1.25
Parpaing	0.653	1300	1.15
Béton plein	1.5	2300	1.75
Plâtre	1.5	1200	0.50
Laine de verre	0.84	20 à 30	0.04
Isolant organique	1	140 à 60	0.04
Métaux courants	0.2 à 1	2700 à 11000	35 à 420
Air	1	1.3	0.023

TableauII-1: Caractéristiques thermo physiques de quelques matériaux
[Diao D. 2005]

Parois	Rc en m^2 $^{\circ}C/K$ ou λ en W/mK	Épaisseur en Cm	Surface en m^2	Volume en m^3	Résistance en K/W	Capacité en J/K	Req avec $1/Req = \sum 1/Ri$	Ceq $= \sum Ci$
2 murs en briques creuses en séries avec enduit en ciment	0.30 1.25	15 5	9 9	- 0.45	0.03751	- 162000 0	0.00378 8	585000 0
2 murs en briques creuses en séries avec enduit en ciment	0.30 1.25	15 5	12 12	- 0.6	0.02833	- 216000 0		
Plafond en béton	1.75	15	12		0.007142	207000 0		
Volume d'air à chauffé	-	-	-	36	-	46800		
Plancher en béton	1.75	17	12	2.04	0.00809	703800 0	0.00809	703800 0

**Tableau II- 2 : Capacités et résistances thermiques pour un
Local en briques creuses et de plancher d'épaisseur 17 cm**

Parois	Rc en m^2 $^{\circ}C/K$ ou λ en W/mK	Épaisseur e en Cm	Surface en m^2	Volum e en m^3	Résistanc e en K/W	Capacit é en J/K	Req avec $1/Req =$ $\sum 1/Ri$	Ceq = $\sum Ci$
2 murs en briques creuses en séries avec enduit en ciment	0.30	15	9	-	0.03751	-	0.00378 8	585000 0
	1.25	5	9	0.45		162000 0		
2 murs en briques creuses en séries avec enduit en ciment	0.30	15	12	-	0.02833	-		
	1.25	5	12	0.6		216000 0		
Plafond en béton	1.75	15	12		0.007142	207000 0		
Volume d'air à chauffé	-	-	-	36	-	46800		
Plancher en béton	1.75	10	12	1.2	0.004761	414000 0	0.00476 1	414000 0

**Tableau II-3: Capacités et résistances thermiques pour un
Local en briques creuses et de plancher d'épaisseur 10 cm**

a) Résultats de la simulation et validation du modèle

La validation de notre modèle a été réalisée à l'image des résultats de l'étude faite par [Sambou V., 1996] dans son mémoire de DEA, qui a réussi à baisser la température de la cellule d'habitation de 1,4 °C ; [CORTES H. et BLOT J., 1999] qui, dans leur étude des transferts thermiques, application à l'habitat, ont utilisé un système identique en mode chauffage, avec un échange de chaleur assuré par un radiateur et non par un plancher. Ainsi nous allons voir l'influence des matériaux de construction, l'influence l'épaisseur des murs et du plancher sur la température du local. BC, Par et LV désignent respectivement briques creuses, parpaing et laine de verre.

-Influence des matériaux de construction

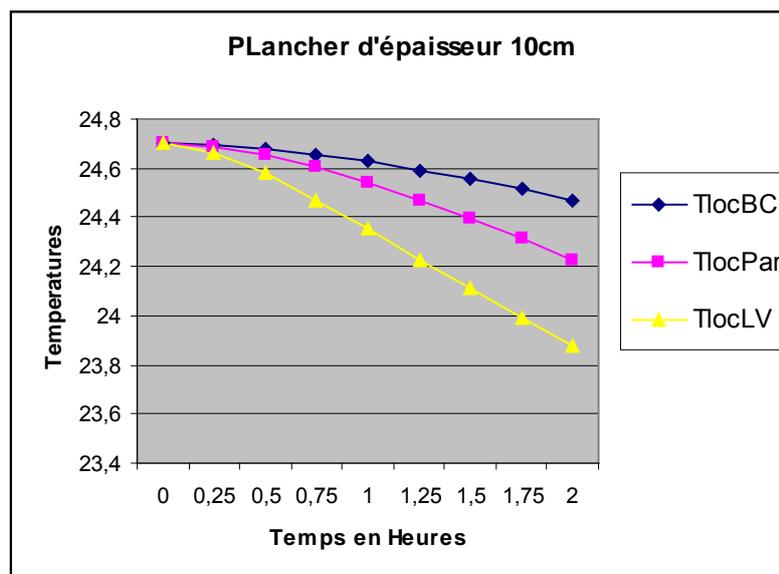


Figure 1: Température de l'air du local pour des murs de matériaux différents

Les courbes de la figure 1 montrent qu'avec le même plancher, la chute de la température de l'air du local est plus rapide pour la simulation avec des murs qui seraient en laine de verre suivie de celle des murs en parpaing et enfin de celle des murs en briques creuses. Ainsi la température de consigne va être atteinte dans l'ordre croissant des conductivités thermiques des matériaux (Laine verre 0,004 W/mK, parpaing 1,15 W/mK, Brique creuse 1,25 W/mK). La faible conductivité thermique du matériel entraîne une grande résistance thermique entre l'air du local et l'extérieur (voir annexe 2 équation B-5) : plus cette

résistance thermique est grande, plus les pertes thermiques à travers les murs sont moins importantes. Dans ce cas il serait plus facile de rafraîchir le local.

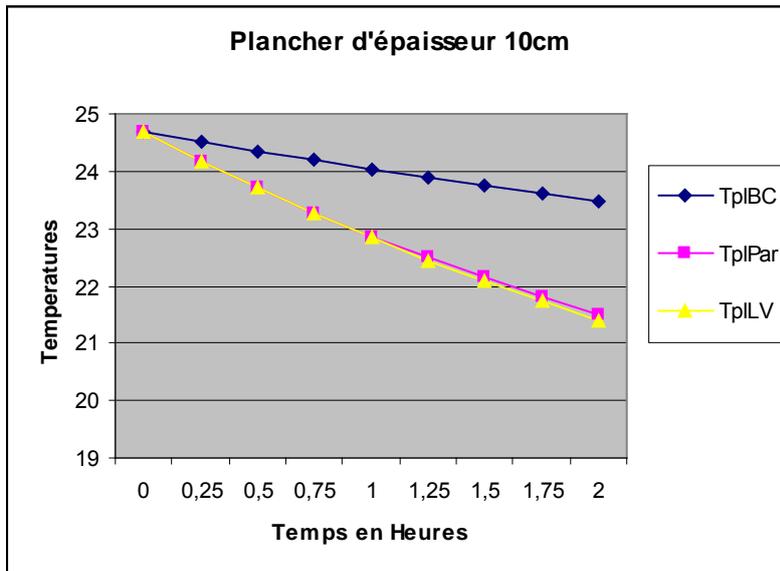


Figure 2: Température du plancher pour des murs de matériaux différents

Les courbes de la figure 2 montrent également que sur une simulation de deux heures, le plancher se rafraîchi dans l'ordre décroissant des conductivités thermiques des matériaux. Cela est dû au fait que les pertes thermiques à travers les parois sont moindres pour la simulation avec des murs qui seraient en laine verre, suivie de celles des murs en parpaing et enfin de celles des murs en briques creuses. Ainsi lorsque les pertes à travers les parois sont moins importantes c'est-à-dire que le flux de chaleur qui vient chauffer le plancher est faible alors la température de celui-ci est moins élevée. Ainsi les matériaux de construction participent à l'accès et au maintien du confort thermique dans l'habitat.

-Influence de l'épaisseur des murs

Les courbes de la figure 3 nous montrent comment évolue la température de l'air du local.

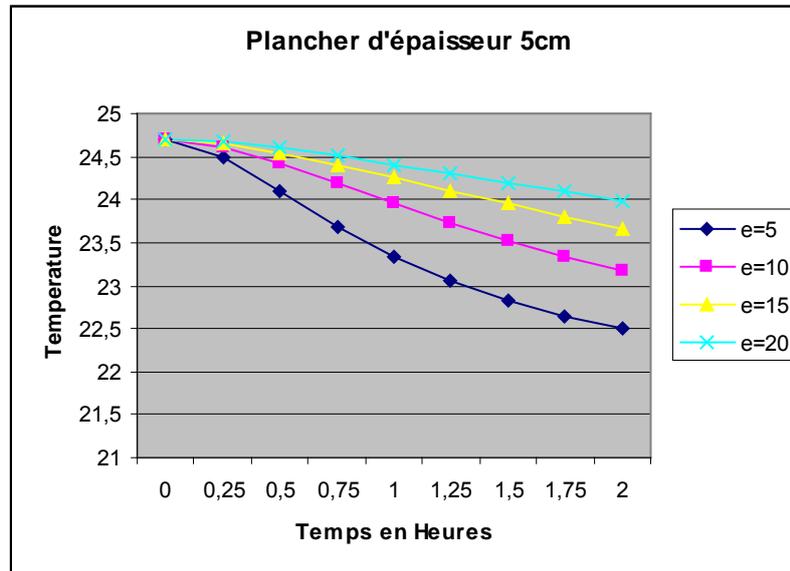


Figure 3: Température de l'air du local pour un mur en parpaing d'épaisseur variable

Le plancher étant en béton et les murs en parpaing, la température de l'air du local diminue avec l'épaisseur des murs (figure 3). Plus l'épaisseur du mur est faible, plus la résistance thermique entre l'air du local et l'extérieur est faible (voir annexe 2 relation B-5). Dans ce cas le flux absorbé par le plancher pour parvenir au confort thermique est important (relation I-3). Après 2 heures de fonctionnement nous avons une diminution de la température de l'air du local par rapport à l'extérieur d'environ (2,2 °C pour 5 cm d'épaisseur, 1,6 °C pour 10 cm d'épaisseur, 1,2 °C pour 15 cm d'épaisseur et 0,8 °C pour 20 cm d'épaisseur). Ainsi pour un même plancher, plus l'épaisseur du mur est faible, plus le flux absorbé doit être important et la température de l'air du local chute le plus rapidement.

Les courbes de la figure 4 nous montrent l'allure de la température du plancher en 2 heures.

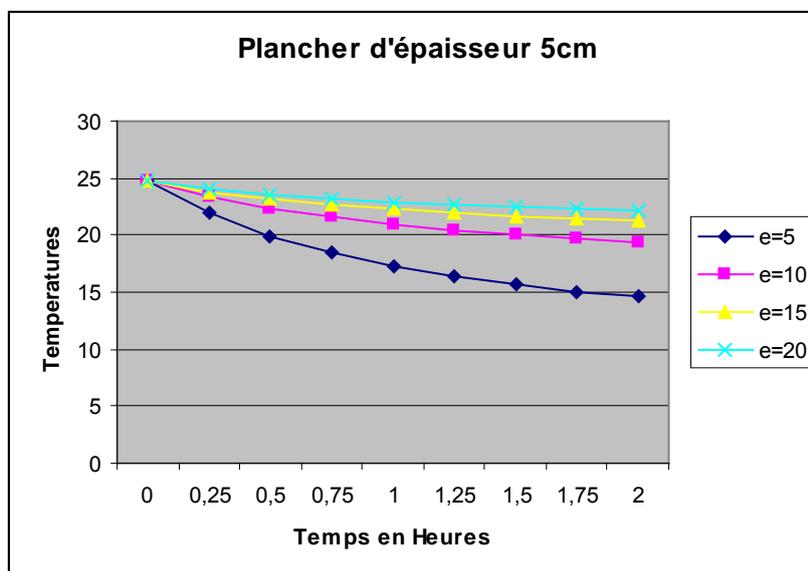


Figure : 4 Température du plancher pour un local de mur en parpaing d'épaisseur variable

L'observation de la figure 4 montre que c'est le même phénomène qui s'est reproduit au niveau du plancher. Ainsi elle montre que sur une simulation de 2 heures le confort du pied va être obtenu très rapidement de la plus faible à la plus grande épaisseur de l'enveloppe. Après une demi heure de fonctionnement, nous avons les écarts de température du plancher par rapport à l'extérieur d'environ (4,8 °C pour 5 cm d'épaisseur, 2,4 °C pour 10 cm d'épaisseur, 1,6 °C pour 15 cm d'épaisseur, 1,2 °C pour 20 cm d'épaisseur). La température du plancher diminue donc avec l'épaisseur des murs : pour des raisons de santé, le confort thermique au niveau des pieds est obtenu avec les murs de grande épaisseur.

-Influence de l'épaisseur du plancher

Nous avons un local dont les murs sont en parpaing et le plancher en béton d'épaisseurs variables.

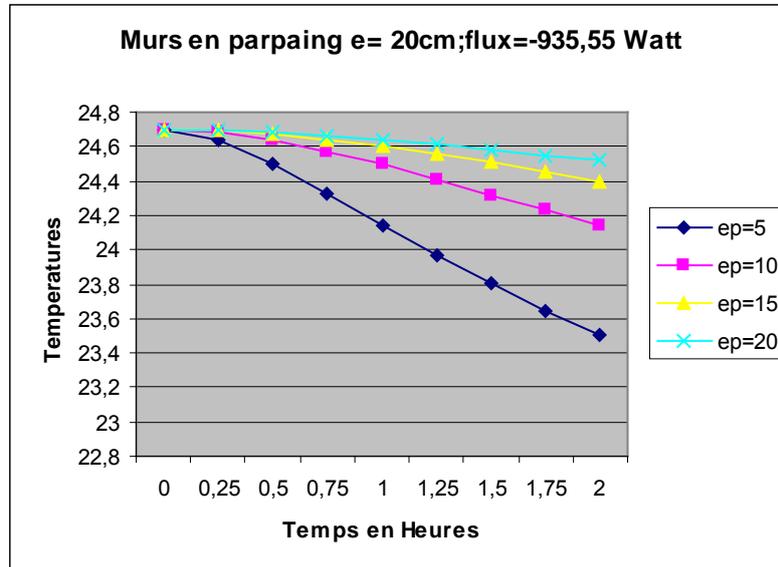


Figure 5: Température de l'air du local pour un plancher d'épaisseur variable

Les courbes de la figure 5 montrent que la température de l'air du local diminue avec l'épaisseur du plancher. Lorsque le flux de chaleur qui règne dans le local est constant, alors la température de la cellule d'habitation est plus basse pour celle qui a un plancher de plus faible épaisseur. Une faible épaisseur du plancher entraîne une faible résistance thermique entre l'air du local et le plancher (annexe 2 relation B-5). Cela va à son tour entraîner un échange rapide de chaleur entre ces derniers et par suite une diminution rapide de la température de l'air du local.

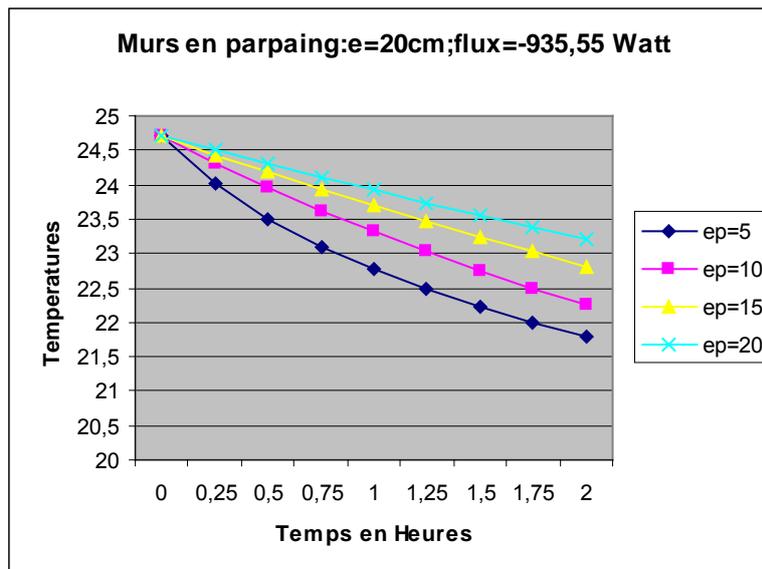


Figure 6: Température du plancher d'épaisseur variable

Les courbes de la figure 6 montrent également que la température du plancher diminue lorsque son épaisseur diminue. C'est le même phénomène observé dans le local qui se reproduit : un échange rapide de chaleur entre l'air du local et le plancher nécessite une source d'eau très froide donc une très basse température du plancher. Les courbes montrent également que pour des raisons de santé liées à une baisse brutale de température, le confort thermique du pied serait obtenu avec des planchers de grandes épaisseurs qui correspondraient à une faible variation de température.

b) Comportement de l'habitat sur un site donné, pour des données météorologiques déterminées

Nous appliquons notre modèle à un site donné, pour des données météorologiques déterminées avec les paramètres définis en II-1 et 2. Les équations A-24 et I-3 nous permettent d'obtenir les figures 7 et 8. Nous avons calculé la température extérieure (TE) pour la journée choisie, la température de l'air du local pour des enveloppes en briques creuses (TlocBC) et en parpaing (Tlocpar). Nous avons également évalué la température du plancher correspondant aux enveloppes en briques creuses (TplBC) et en parpaing (Tplparp) voir tableau II-6.

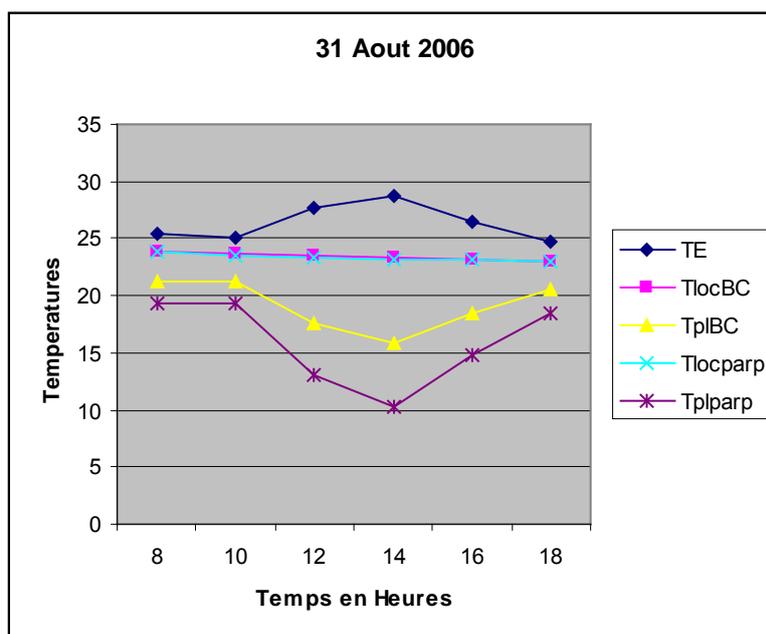


Figure 7: Evolution des températures de l'air du local, de l'extérieur et du plancher

En observant ces résultats (figure 7), nous constatons que la température extérieure (TE) évolue de manière inverse par rapport à celle du plancher : lorsque la température extérieure augmente alors celle du plancher décroît. Cela va entraîner un gradient de température qui permet au plancher d'absorber la chaleur du local.

De 8 heures à 10 heures l'écart entre la température extérieure et celle du plancher est faible. Le gradient de température est donc faible entraînant un faible échange thermique : c'est ce qui explique la faible variation de la température de l'air du local par rapport à l'extérieur d'environ (1,37 °C pour la brique creuse et 1,48 °C pour le parpaing).

Au delà de 12 heures où la température extérieure croît et atteint un maximum à 14 heures, alors la température du plancher décroît jusqu'à atteindre un minimum à 14 heures. Cela entraîne un important gradient de température entre l'air du local et le plancher. Avec ce gradient de température, le plancher absorbe la chaleur du local qui chute à 23,34 °C pour le local en briques creuses et 23,23 °C pour le local en parpaing au moment où la température extérieure est de 28,81 °C. On a donc une diminution d'environ 5 °C par rapport à l'extérieur (voir figure 7)

Au delà de 14 heures où la température extérieure commence à chuter, alors la température du plancher augmente. Dans ce cas la température de la source d'eau alimentant le plancher doit augmenter. Ainsi un système de régulation du flux est donc nécessaire.

La figure 7 montre que la température du plancher pour la cellule d'habitation en parpaing est beaucoup plus basse que celle du local dont les enveloppes sont en briques creuses. Ainsi il y'a risque de condensation de vapeur d'eau à la surface du plancher de la cellule d'habitation en parpaing, ce qui pourrait entraîner des problèmes de santé (rhumatisme) pour les personnes âgées.

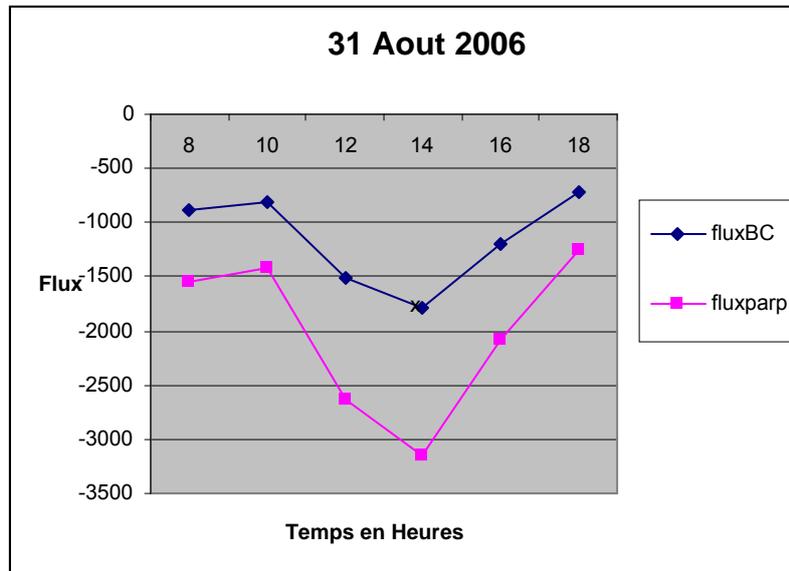


Figure 8: Flux absorbé par le plancher

Les courbes de la figure 8 montrent que le flux absorbé par le plancher est beaucoup plus important en valeur absolue pour un local dont les enveloppes seraient en parpaing que pour celui dont les enveloppes seraient en briques creuses. Dans ce cas la source d'eau qui alimente le plancher du local en parpaing doit être beaucoup plus froide et va engendrer une forte consommation d'énergie.

La basse température du plancher pour la cellule en parpaing (voir figure 7) mais également le grand flux absorbé par le plancher pour ce même local (figure 8) n'influent presque pas sur la température de l'air du local (figure 7), en d'autres termes la température de l'air du local est presque la même pour les deux types d'enveloppes. Ainsi pour des raisons de santé et d'économie, il est préférable d'utiliser des murs en briques creuses comme enveloppe.

La température du plancher de la cellule d'habitation en parpaing a atteint un minimum de 10 °C à 14 heures au moment où celle du plancher du local dont les enveloppes sont en briques creuses n'atteint pas 15 °C (figure 7). Cela montre que le confort du pied est également obtenu avec les murs en briques creuses.

II-4. Le Chauffage

Pendant certaines périodes de l'année décembre, janvier et février, les températures peuvent approcher les 15 °C. La simulation en mode chauffage est faite pour la journée du 19 Janvier 2006 c'est-à-dire le 19^{ème} jour de l'année supposé le plus froid. Nous avons ci-dessous les figures qui montrent l'évolution de la température extérieure (T_e) de la journée choisie et du flux émis par le plancher en mode chauffage.

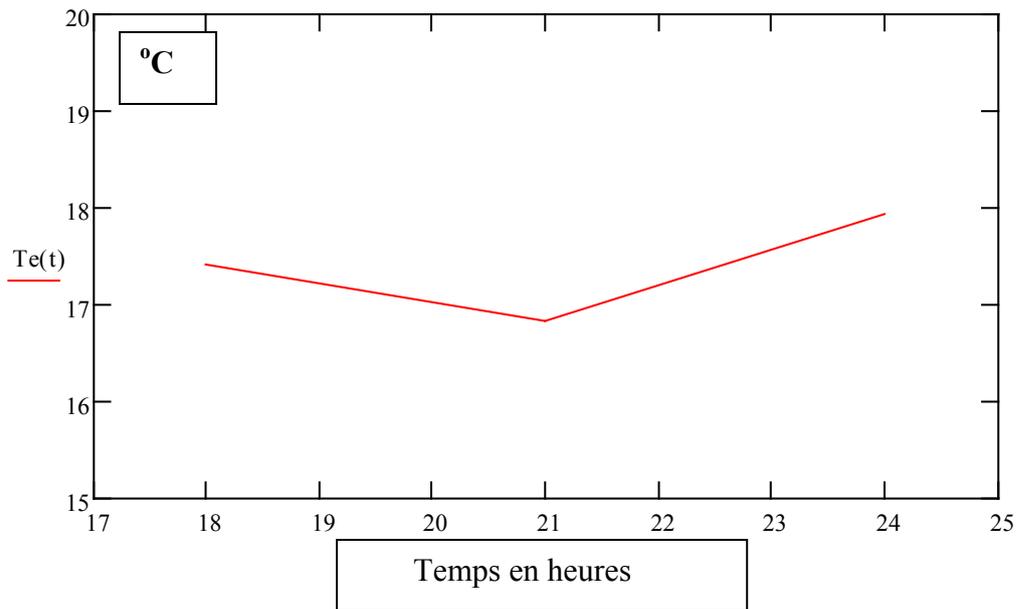


Figure 9: Evolution de la température ambiante le 19/01/06

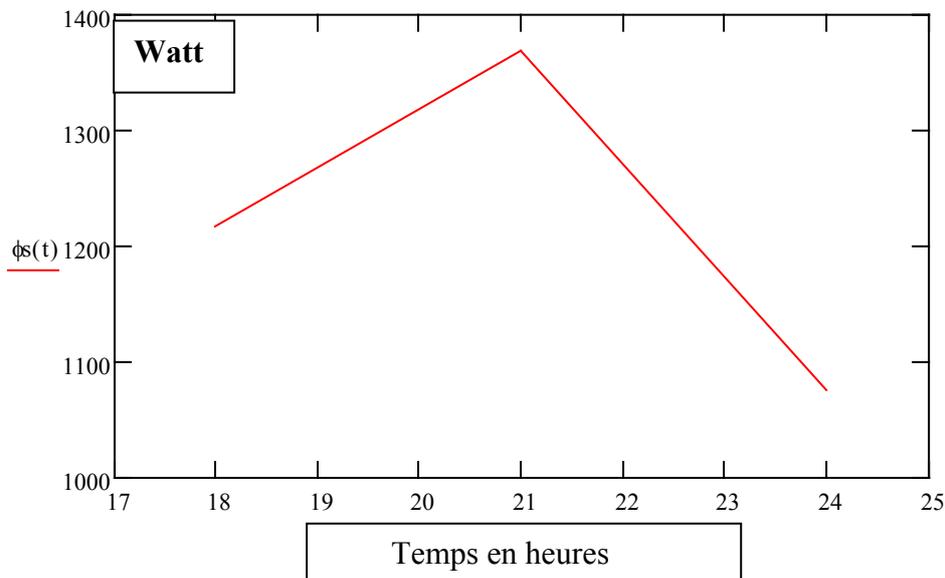


Figure 10 : Flux émis par le plancher en mode chauffage le 19/01/06

Les figures 9 et 10 montrent que quand la température ambiante diminue, le flux émis par le plancher augmente et inversement. Une diminution de la température ambiante pouvant entraîner une chute de celle de l'air du local, pour augmenter la température de la cellule d'habitation, il faut que le plancher émette un flux permettant d'atteindre la température de consigne (voir figure10).

Les figures 11 et 12 nous permettent de voir le comportement thermique de l'habitat en mode chauffage. Avec la même enveloppe, pour une épaisseur de plancher de 10 cm puis de 17 cm, la température de l'air du local étant Tloc1 pour le local dont le plancher a une épaisseur de 17 cm et Tloc2 pour celle du local de plancher d'épaisseur 10 cm (figure 12). Désignons par Tpl1 la température du plancher d'épaisseur 17 cm et Tpl2 celle du plancher d'épaisseur 10 cm (figure11).

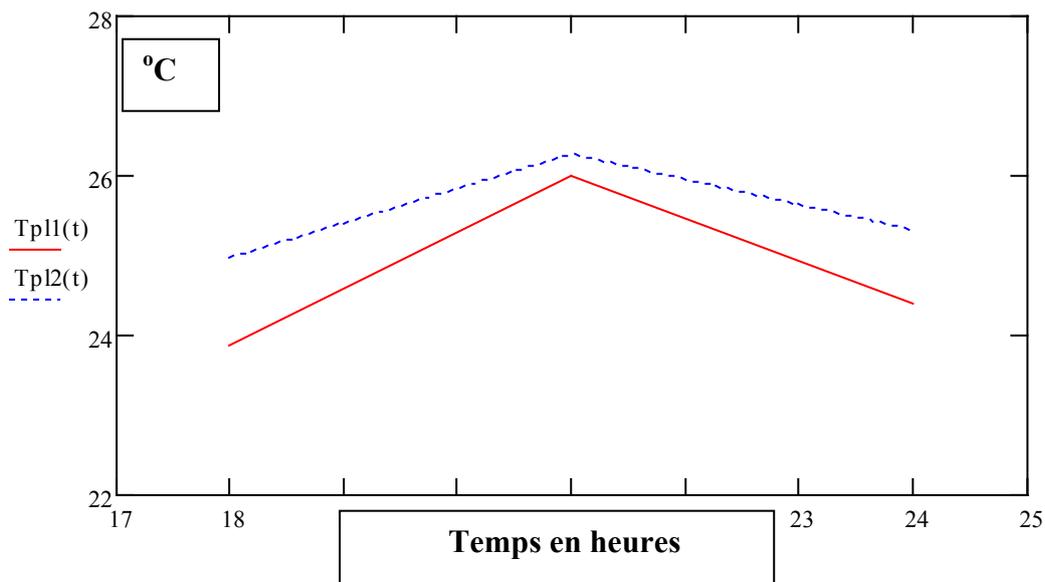


Figure 11: Evolution de la température du plancher en mode chauffage le 19/01/06

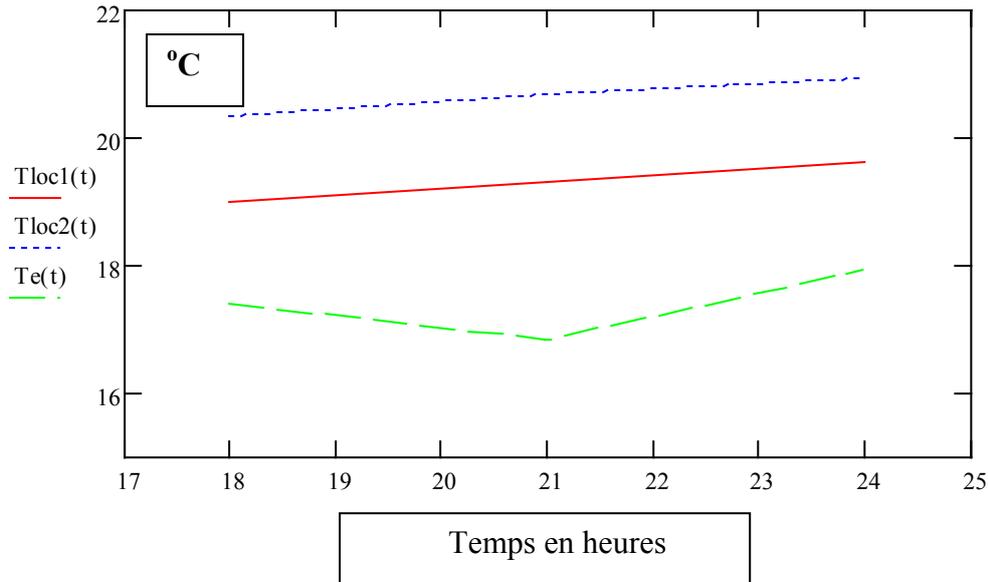


Figure 12: Evolution des températures du local et de l'ambiance en mode chauffage le 19/01/06

La figure 11 montre que le plancher de faible épaisseur (10 cm) a la température la plus élevée. Il s'échauffe plus rapidement que celui d'épaisseur 17 cm. Cela s'explique par le fait qu'une faible épaisseur entraîne une faible résistance thermique du plancher (relation B-5) donc un transfert de chaleur très rapide. Comme il s'échauffe le plus rapidement, son échange de chaleur avec l'air du local doit être plus rapide. Ainsi la température de la cellule d'habitation correspondant au plancher de plus faible épaisseur est la plus élevée (figure 12).

Conclusion

Le plancher chauffant / rafraîchissant est une application qui permet d'assurer un bon confort thermique dans l'habitat. Le confort thermique dépend non seulement des caractéristiques météorologiques de l'environnement (la température, l'humidité, la vitesse de l'air etc.) mais aussi des conductivités thermiques des matériaux de construction, des épaisseurs des murs et du plancher. Son adaptation à un système dont le fonctionnement demande de l'énergie solaire ouvre des perspectives vers les énergies nouvelles et renouvelables. Cependant il existe des températures limites pour le plancher : pour éviter respectivement les températures trop basses ou trop élevées pour le plancher en mode rafraîchissement ou chauffage, un système de thermorégulation consistant à injecter à débit déterminé de l'eau du réseau hydraulique alimentant le plancher est envisageable.

En mode rafraîchissement il y a risque de condensation à la surface du plancher si la température ambiante s'abaisse au-dessous de la température qui correspond au point de rosée. Ce dernier dépend de la quantité d'eau en suspension dans l'air sous forme de vapeur d'eau. Plus la quantité d'eau contenue dans l'air est grande, plus le point de rosée est élevé. Pour palier cela une régulation anti-condensation est nécessaire.

Le modèle, bien que simple, présente quelques faiblesses dans la mesure où il ne tient pas compte dans le calcul des résistances et capacités thermiques, des échanges convectif et radiatif entre les enveloppes et l'environnement extérieur.

Dans notre travail, le flux de chaleur est proportionnel à la température extérieure ; il est donc envisageable en perspectives de chercher un flux :

- proportionnel à la fois par l'extérieur et par l'intérieur,
- proportionnel et intégral par l'intérieur

A-Annexe1

Etude bibliographique

A -1. Conversion thermique du rayonnement solaire

a) Généralités

Pour chauffer comme pour rafraîchir, nous utilisons un gisement inépuisable. Ce gisement qui dépend de la latitude et de la teneur en eau dans l'atmosphère est le soleil.

Ainsi nous pouvons exploiter l'énergie solaire sous deux formes : le solaire photovoltaïque et le solaire thermique.

-le solaire photovoltaïque : C'est la conversion de la lumière solaire en énergie électrique.

-le solaire thermique : C'est la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique.

Dans notre étude, nous nous intéressons au solaire thermique.

b) Conversion photo thermique

La conversion du flux solaire en chaleur est l'absorption de ce rayonnement par un corps avec qui il est en interaction. Ce corps est le plus souvent en teinte noire et recouvert de verre. Ce vitrage permet de réduire les pertes de chaleur par rayonnement.

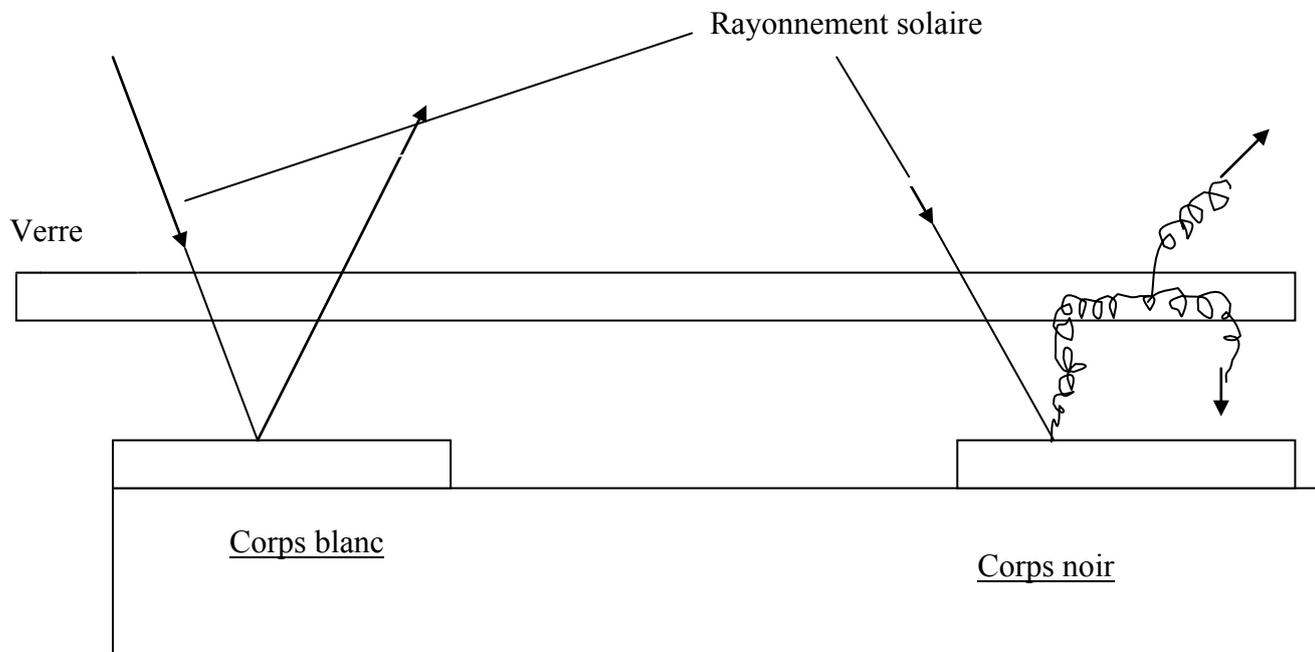


Schéma A-1 : Puissances d'absorption des corps [CORTES H., BLOT J. ; 1999]

Le système, généralement constitué d'un dispositif de récupération d'énergie et bien isolé pour éviter les pertes dues au rayonnement et à la convection, nous permet d'écrire à l'équilibre thermodynamique :

$$\alpha \cdot E_r = q_m C_p (T_{sf} - T_{ef}) + \sigma \varepsilon (T_p^4 - T_c^4) + h_c (T_p - T_a) \quad A.1$$

Avec

$\alpha \cdot E_r$ désigne l'énergie solaire absorbée

α désigne le coefficient d'absorption du corps récepteur du rayonnement solaire

E_r : est l'énergie reçue par le plan par unité de temps

$q_m C_p (T_{sf} - T_{ef})$ est l'énergie récupérée par le fluide du système de récupération

q_m et C_p sont respectivement le débit massique et la chaleur massique du fluide caloporteur

$\sigma \varepsilon (T_p^4 - T_c^4)$ est l'énergie perdue par rayonnement

T_p et T_c sont respectivement les températures de la paroi plane et du ciel

σ est la constante de Stefan-Boltzman

ε est l'émissivité du corps

$h_c (T_p - T_a)$ est l'énergie perdue par convection

h_c et T_a sont respectivement le coefficient d'échange convectif et la température ambiante

Ainsi, nous pouvons définir le rendement de conversion par :

$$\eta = \frac{q_m C_p (T_{sf} - T_{ef})}{E_r} \quad A - 2$$

C'est le rapport entre l'énergie récupérée par le fluide et l'énergie incidente que nous pouvons réécrire sous la forme :

$$\eta = \alpha - \frac{\sigma \varepsilon (T_p^4 - T_c^4)}{E_r} - \frac{h_c (T_p - T_a)}{E_r} \quad A - 3$$

Il est important si :

α est élevé

ε et h_c faibles

Aujourd'hui, il y'a une technologie de conception de matériaux spécifiques à la conversion du rayonnement solaire en chaleur ; ces matériaux sont appelés capteurs solaires.

A-2. Les capteurs solaires

Le soleil émet de l'énergie sous forme de rayonnement. Ainsi tout corps soumis aux rayons solaires peut absorber, réfléchir, ou être traversé par le rayonnement.

Ainsi on a la relation suivante :

$$\mathbf{1 = A + R + T}$$

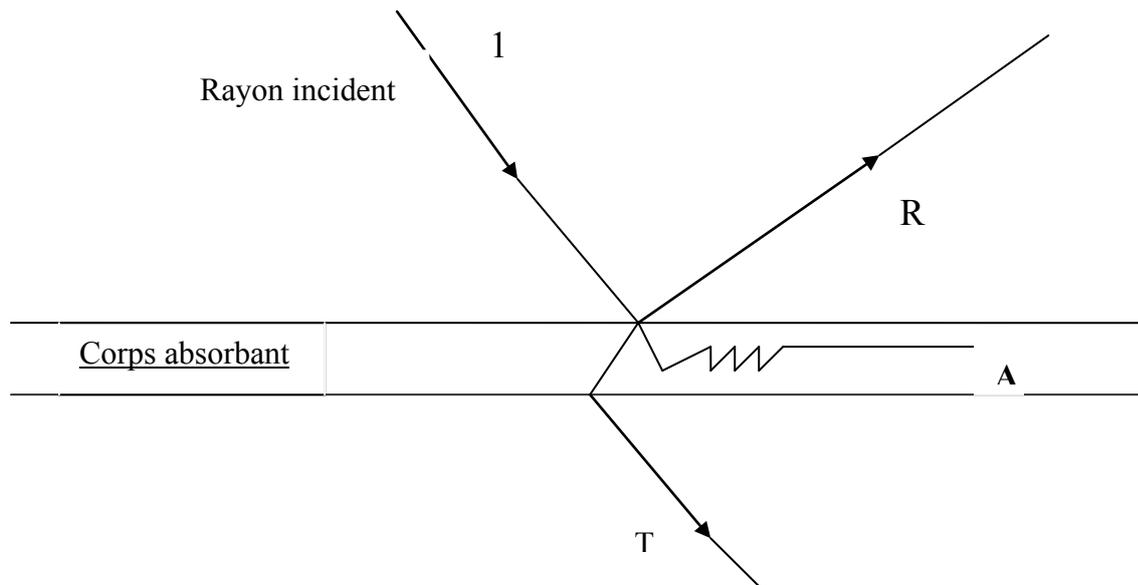


Schéma A-2 : Rayonnement en incidence sur un corps [CORTES H., BLOT J. ; 1999]

Pour exploiter le rayonnement solaire dans le but d'obtenir de la chaleur, il faut utiliser des matériaux de grand coefficient d'absorption.

a) Les capteurs plans

C'est une application simple qui utilise une plaque métallique comme absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur. Ce dernier a pour rôle de recueillir et de transporter l'énergie thermique. *« Ces capteurs peuvent chauffer l'eau jusqu'à des températures d'environ 60 °C avec une efficacité variant de 40 à 50 % »* [CORTES H., BLOT J., 1999]

Leur domaine d'application est le plus souvent le chauffage des locaux d'habitation, la production d'eau chaude sanitaire, le chauffage de piscine---

« Du flux solaire global incident sur la vitre, direct et diffus, une fraction importante, entre 80 et 92 % , appelée coefficient de transmission énergétique τ , atteint l'absorbeur où une fraction α (coefficient d'absorption) de ce rayonnement est transformée en chaleur »

[CORTES H., BLOT J., 1999].

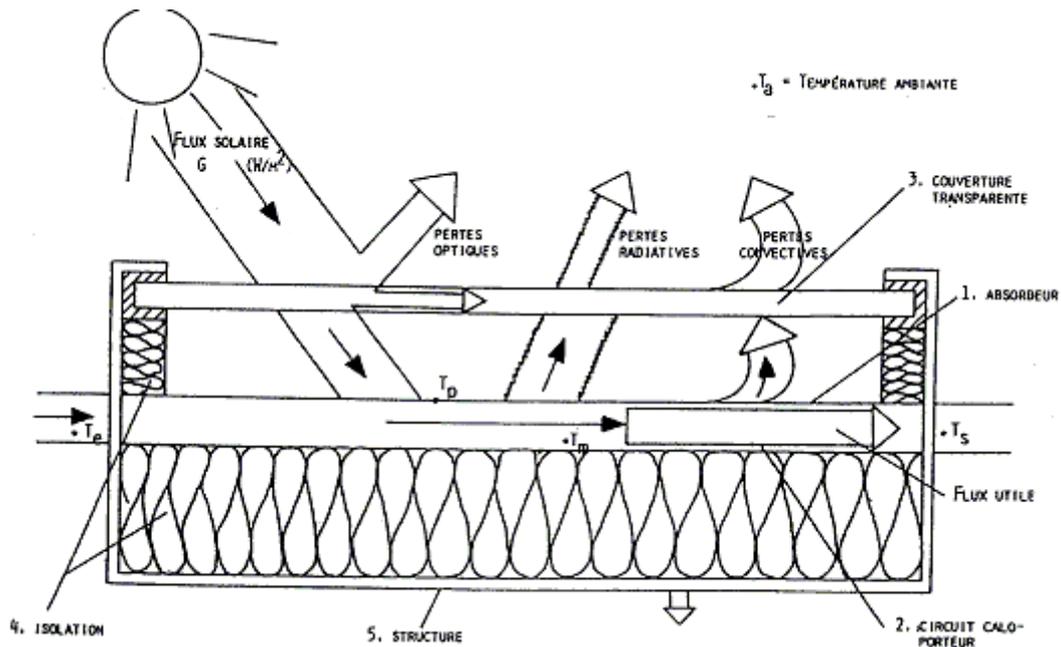


Schéma A-3 d'un capteur plan [http://fr.ekopedia.org]

Ainsi on définit le flux de chaleur absorbé par :

$$\Phi_p = (\alpha\tau) G \quad \text{A-4}$$

Où G = flux solaire global.

On définit également la performance du capteur selon la formule de Hottel-Whiller-Bliss (H-W-B) par :

$$\Phi_U = (\alpha\tau) G - U_p (T_p - T_a) \quad \text{A-5}$$

U_p est le coefficient de perte globale en $\text{w/m}^2\text{°C}$

Toujours selon (H -W -B), le rendement se définit par :

$$\eta = \frac{\Phi_U}{G} = (\alpha\tau) - U_p \frac{(T_p - T_a)}{G} \quad \text{A-6}$$

b) Les capteurs à tube sous vide

Comme leur nom l'indique, ils utilisent le vide comme isolant thermique ; ce qui permet de négliger les pertes thermiques. Ils sont plus performants que les capteurs plans et sont utilisés dans le même domaine d'application que les capteurs plans : « *Ils peuvent fournir une plus haute température allant jusqu'à 150 °C* » [BOUGARD J. et BENALLOU A.] ; par conséquent ils sont les plus adaptés à la machine frigorifique solaire à absorption qui nécessite de haute température pour son fonctionnement.

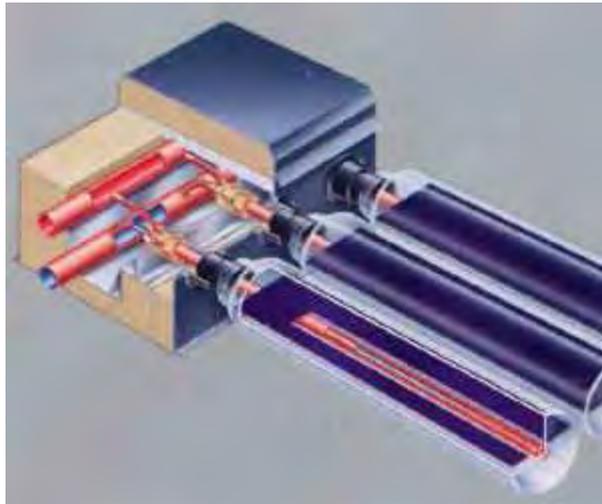
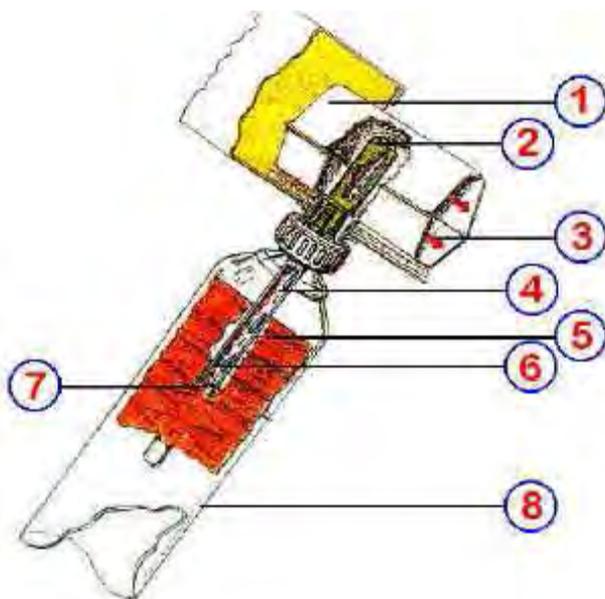


Schéma A-4 : Fonctionnement du Capteur sous vide [www.outilssolaires.com]



- 1. Collecteur isolé à l'intérieur de l'enveloppe de Protection
- 2. Condenseur du caloduc
- 3. Circulation de l'eau dans le collecteur
- 4. Tube acier étanche
- 5. Absorbeur
- 6. Liquide descendant
- 7. Vapeur montante
- 8. Tube de verre sous-vide

Schéma A-5 : Fonctionnement du capteur sous vide à caloduc et sa liaison avec le collecteur d'après la documentation thermomax [www.outilssolaires.com]

A -3. La production d'eau chaude

L'eau chauffée au niveau du capteur solaire est stockée dans un ballon de stockage qui est isolé thermiquement. Ainsi l'ensemble ballon de stockage et capteurs constitue un chauffe-eau solaire.

a) Le système thermosiphon

Simple, il ne nécessite pas de pompe pour la circulation du fluide. Dans ce système, le ballon de stockage est à un niveau plus élevé que le capteur. Comme le fluide chaud est plus léger, l'eau chauffée dans le capteur subit une circulation naturelle pour s'élever dans l'absorbeur puis dans le ballon et le fluide froid descend. Ce système utilise le plus souvent des capteurs plans.

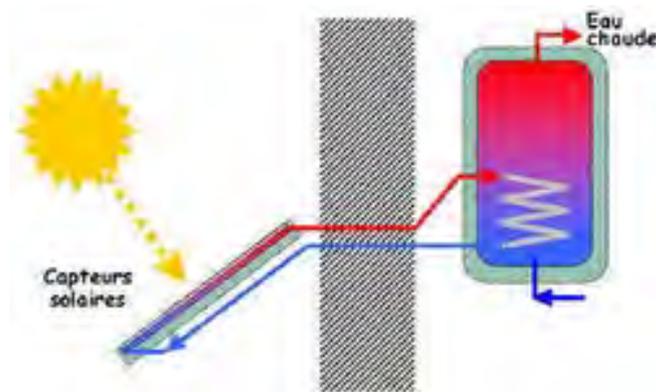


Schéma A-6 : Chauffe-eau solaire du système thermosiphon [www.outilssolaires.com]

b) Le système à circulation forcée

Comme son nom l'indique, la circulation du fluide dans le système est assurée par une pompe. Ainsi on rencontre deux cas :

-Le capteur à boucle directe en circulation forcée

Dans ce système, en plus de la pompe qui assure la circulation, on a un système de contrôle du débit en fonction de l'ensoleillement.

-Le chauffe-eau à circulation forcée avec échangeur de chaleur

Dans ce système, le ballon de stockage et le capteur sont liés par un échangeur de chaleur dans lequel circule un fluide caloporteur. Ainsi le fluide chaud venant du capteur circule dans l'échangeur et cède de la chaleur à l'eau froide du ballon avant de retourner dans le capteur pour se réchauffer à nouveau.

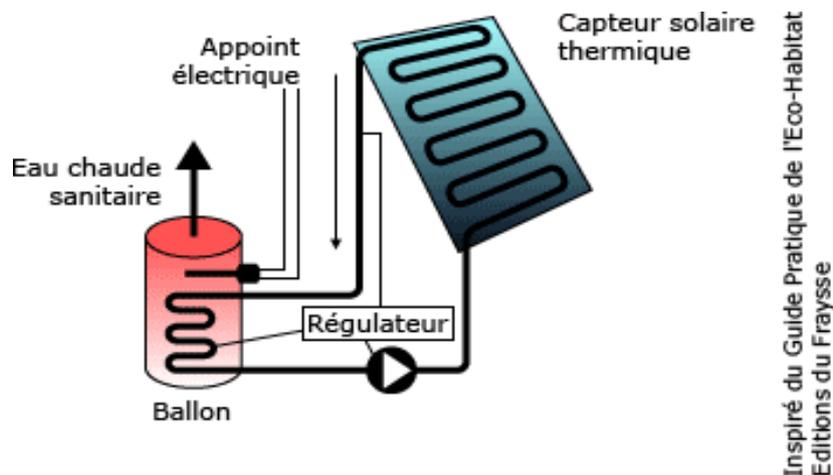


Schéma A-7 : Chauffe-eau solaire à circulation forcée [www.outilssolaires.com]

Dans les deux cas, il faut utiliser une tuyauterie de bonne isolation thermique pour éviter les pertes de chaleur dans le réseau.

A -4. La production d'eau froide

a) Les cellules à effet Peltier (CEP)

Créée en 1834 par Jean Peltier, une cellule à effet Peltier est un assemblage d'éléments semi-conducteurs entre deux semelles conductrices de la chaleur.

En lui appliquant un courant continu au niveau de la jonction de deux conducteurs A et B, l'une de ses faces devient froide et l'autre chaude. Elle fonctionne donc comme une pompe à chaleur. La CEP est utilisée pour refroidir ou chauffer une source. En mode refroidissement, la source froide est le milieu à refroidir et la source chaude est l'ambiance.

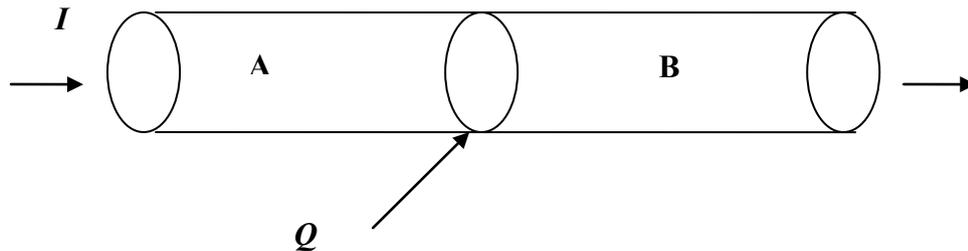


Schéma A-8 : CEP pour l'absorption de la chaleur au niveau de la jonction

Ainsi on définit la chaleur absorbée ou dégagée pendant l'intervalle de temps dt par :

$$dQ = \Pi(A/B, T) \cdot I \cdot dt \quad A-7$$

Avec $\Pi(A/B, T)$ est dit coefficient de Peltier en volt ; il est de l'ordre du de millivolt pour les métaux.

Exemples à 0 °C [Boukar M., 1992]

Jonction Bismuth / Cuivre $\Pi = 21 \text{ mV}$

Jonction Fer / Cuivre $\Pi = 3 \text{ mV}$

Jonction Cuivre / Zinc $\Pi = 0.03 \text{ mV}$

En inversant le sens du courant, alors le sens du transfert de chaleur est aussi inversé.

L'expression du coefficient de Peltier devient :

$$\Pi(A / B, T) = - \Pi(B / A, T)$$

C'est une technologie assez simple mais le petit volume à refroidir et la température de sa source froide proche de l'ambiance freinent son expansion.

b) La machine frigorifique solaire à absorption

Face à une demande croissante en besoin de froid dans l'habitat en période estivale et aux problèmes écologiques de certains réfrigérants utilisés par le système à compression, la machine à absorption est aussi une alternative à la production de froid.

Son emploi dans le domaine solaire s'est avéré intéressant par adéquation physique entre demande en climatisation et apport solaire.

La machine frigorifique à absorption ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) est l'une des mieux adaptées pour le rafraîchissement solaire de l'habitat.

b-1) Principe de fonctionnement

La machine frigorifique à absorption utilise trois niveaux de température pour produire du froid ; ce qui lui confère le nom de machine tritherme.

La production de froid se fait uniquement à partir de la chaleur. Son fonctionnement est dû à la capacité de certains liquides de pouvoir absorber et de désorber une vapeur. Elle utilise également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Dans la machine, on utilise comme fluide de travail un mélange binaire dont l'un des composants est beaucoup plus volatile que l'autre et est dit le fluide frigorigène. L'autre composant est appelé absorbant.

Exemple : ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

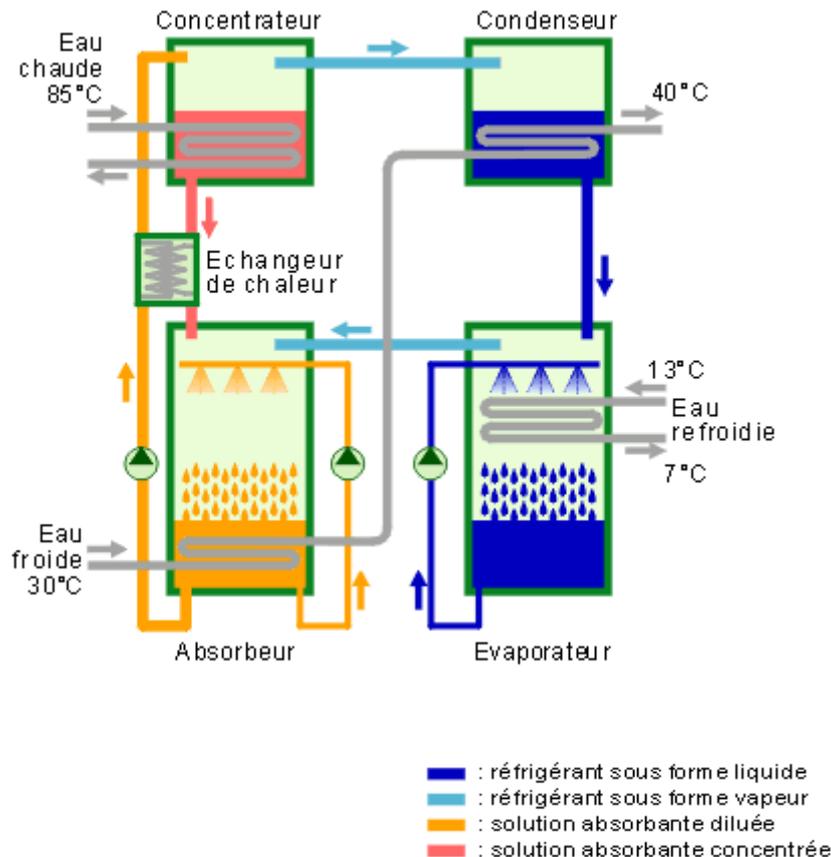


Schéma A-9: Machine frigorifique à absorption [http://energie.wallonie.be]

L'ammoniac étant le fluide frigorigène et l'eau est l'absorbant.

La machine est constituée des éléments suivants :

-Le concentrateur ou bouilleur

La solution riche en frigorigène y reçoit la quantité de chaleur Q_c cédée par l'eau chauffée au niveau du capteur solaire à la température T_c . Elle provoque alors la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution. On parle alors de désorption (réaction endothermique). A la sortie du concentrateur, on obtient de la vapeur de frigorigène et une solution pauvre en frigorigène. On peut dire que le concentrateur est aussi un séparateur.

-Le condenseur

C'est un composant qui est analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_a du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de ce dernier et la pression dans l'ensemble bouilleur -condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur Q_{cd} à la température T_a .

- L'évaporateur

A la sortie du condenseur, le liquide s'évapore en prenant la chaleur Q_{ev} au fluide ou à l'enceinte à refroidir. Par l'intermédiaire d'une pompe, le réfrigérant au fond de l'évaporateur est pompé puis laminé. La température d'évaporation et la pression dans l'ensemble évaporateur- absorbeur sont celles de la source froide (T_f). Une partie de la vapeur du réfrigérant pénètre dans l'absorbeur.

-L'absorbeur

La vapeur venant de l'évaporateur y rencontre la solution appauvrie provenant du concentrateur. Elle se dissout dans cette solution, provoquant son enrichissement. On parle alors d'absorption. La chaleur Q_{ab} dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_a .

A la sortie de l'absorbeur on obtient une solution enrichie en frigorigène. Le rôle de l'absorbeur est donc de mélanger les solutions.

-L'échangeur

Dans l'échangeur circulent la solution riche sortant à la température T_a de l'absorbeur et la solution pauvre sortant du concentrateur à T_c . Cet échange permet de préchauffer la solution riche avant son entrée dans le concentrateur.

b-2) Estimation du coefficient de performance COP

La machine est tri thermique.

Soit T_f , T_a , T_c respectivement la température de la source froide, celle de l'ambiance et celle de la source chaude. Les deux principes de la thermodynamique nous permettent d'écrire :

$$\begin{aligned} Q_f + Q_a + Q_c + W &= 0 \\ \frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_a}{T_a} + \frac{Q_c}{T_c} + P(s) &= 0 \end{aligned} \quad \text{A-8}$$

Dans le cas d'un cycle de Carnot $P(s) = 0$; l'équation devient :

$$\begin{aligned} Q_f + Q_a + Q_c + W &= 0 \\ \frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_a}{T_a} + \frac{Q_c}{T_c} &= 0 \end{aligned} \quad \text{A-9}$$

Après transformation on a :

$$W = Q_f \left(-1 + \frac{T_a}{T_f}\right) + Q_c \left(-1 + \frac{T_a}{T_c}\right) \quad \text{A-10}$$

Si Q_c est positif et $W = 0$ alors on a produit du froid à T_f

$$W = 0 \Rightarrow Q_f = \frac{Q_c \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right)}{\left(-1 + \frac{T_a}{T_f}\right)} \quad \text{A-11}$$

Ainsi on peut produire du froid en utilisant une source plus chaude T_c .

Le coefficient de performance est défini par :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{Q_c} \quad \text{A-12}$$

$$\text{COP} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right)}{\left(-1 + \frac{T_a}{T_f}\right)} \quad \text{A-13}$$

b-3) Propriétés

La description montre que la machine possède plusieurs caractéristiques compatibles à l'emploi de la chaleur solaire.

- elle fonctionne sur la base d'échanges thermiques.
- pas de pollution sonore, elle a une longue durée de vie et très peu d'entretien.
- il existe un seuil de température pour la source chaude à partir de laquelle la machine commence à fonctionner ; il augmente si l'on souhaite produire, du froid à plus basse température.
- le seuil de température dépend du couple solvant réfrigérant utilisé.
- elle s'adapte à des capteurs performants.
- elle doit aussi s'adapter à un fonctionnement transitoire avec arrêt et démarrage automatique au coucher et lever du soleil qui est à l'origine de la variation de l'apport solaire.

Solstice d'été : 22 Juin $\delta = 23^{\circ} 27'$
 Equinoxe d'automne : 23 Septembre $\delta = 0$
 Solstice d'hiver : 22 Décembre $\delta = -23^{\circ} 27'$
 n est le nombre de jour de l'année compté à partir du 1^{er} janvier.

-Equation du temps (ΔT), temps solaire local (TSL), temps solaire vrai (TSV), temps universel (TU).

Le temps solaire local ne correspond pas à vrai dire à l'angle horaire ω ($\omega = AH$) que fait le soleil avec le méridien du lieu.

« En effet, bien que la terre tourne régulièrement sur elle-même, les passages du soleil dans le plan méridien d'un lieu donné ne se succèdent pas avec exactement 24h d'intervalle et le midi vrai peut avoir une avance de 16 mn ou un retard de 14mn par rapport à 12h, selon l'époque de l'année » [BOUGARD J. et BENALLOU A.]

Ainsi il existe un écart de temps ΔT dans la course de la terre autour du soleil.

Cette valeur ΔT , appelée équation du temps est l'écart entre le temps solaire local (TSL) et le temps solaire vrai (TSV).

Ainsi nous avons les relations suivantes :

$$\omega = 25(TSV - 12) \quad \text{A-20}$$

$$TSV = TSL + \Delta T \quad \text{A-21}$$

$$TSL = TU + \frac{\lambda}{25} \quad \text{A-22}$$

$$\Delta T = 9.9 \sin \{2(0.98n + 100)\} - 7.7 \sin (0.98n - 21) \quad \text{A-23}$$

λ est la longitude du milieu

A-6. Estimation de la température de l'air extérieur

Comme l'éclairement global, la connaissance de la température de l'air extérieur de la journée où l'on fait l'expérience est nécessaire. Des données de cette dernière sont disponibles à la direction de la météorologie nationale sénégalaise uniquement pour la région de dakar.

Cependant il y'a une méthode qui permet d'obtenir ces données pour n'importe quelle région.

« Pour ce modèle la température maximale et la température minimale doivent être fournies par l'utilisateur » [Sambou V ; 1996]

Ainsi, on a :

$$T_e = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} + \left(\frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \right) \sin (AH) \quad \text{A-24}$$

Avec :

AH l'angle horaire défini plus haut.

Cette formule est utilisée dans un lieu où les données météorologiques ne sont pas disponibles et on veut faire la simulation.

B-Annexe2

Les transferts thermiques dans le bâtiment

B-1. Généralités

Le confort thermique est une notion subjective difficile à quantifier. Elle dépend non seulement des caractéristiques « météorologiques » de l'environnement (telles que la température, l'humidité, la vitesse de l'air) mais aussi des facteurs liés à l'activité de l'utilisateur, à ses vêtements

La protection de l'habitat contre les fluctuations thermiques, plus particulièrement contre la chaleur en été mais aussi le froid en hiver est aujourd'hui une exigence pour le bien être des occupants. Le confort thermique nécessite parfois une forte consommation d'énergie ; il faut donc isoler thermiquement le local. Cette isolation n'est pas en fait la bonne solution car elle ne tient pas compte du confort en été et en hiver.

L'inertie thermique des matériaux de constructions favorise le bon confort thermique car il permet de stocker et de réguler la chaleur. Ainsi il faut utiliser des matériaux lourds surtout en béton qui permet de profiter des apports solaires, donc de limiter les besoins en chauffage, jouant aussi un rôle de régulateur pour éviter la surchauffe de l'habitat en été comme en hiver. Le confort thermique est régi par des lois de transferts de chaleur qui sont : la conduction, la convection et le rayonnement.

B-2. La Conduction en régime permanent

La conduction thermique est un mode de transfert de chaleur provoqué par l'existence d'un gradient de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux. Ainsi, l'énergie cinétique moyenne des diverses particules tend à s'uniformiser par diffusion du milieu chaud vers le milieu froid.

a) La loi de FOURIER

L'aspect phénoménologique de flux thermique à l'intérieur d'un corps est lié à l'existence d'un gradient de température et Fourier a proposé la relation suivante :

$$\vec{\rho} = - \lambda \text{grad}T \quad \mathbf{B-1}$$

Avec λ la conductivité du milieu en w/m.k

$\vec{\rho}$ est le vecteur densité de flux thermique

Le signe (-) indique que le flux est dirigé du milieu le plus chaud vers le plus froid.

Le flux thermique total à travers une surface S est :

$$\Phi = \int_S \vec{\rho} \cdot \vec{ds} \quad \mathbf{B-2}$$

b) Conduction thermique à la traversé d'un mur

Considérons le schéma ci-dessous représentant un milieu homogène de longueur L, de section S.

Pour $x = 0$, on maintient la température à T_i et pour $x = L$, elle est maintenue à T_f

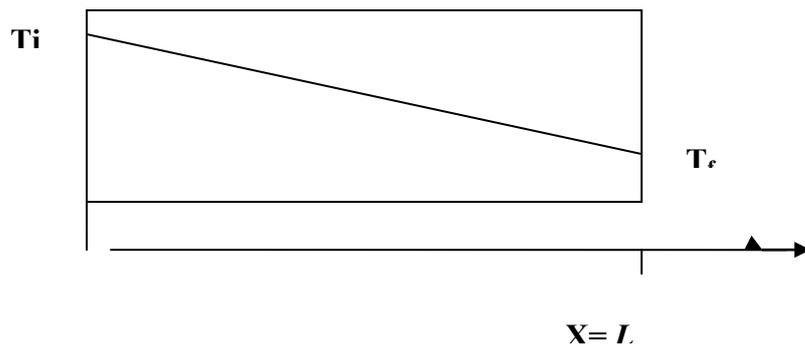


Schéma B-1: Conduction thermique à la traversé d'un mur

$$\Phi = - \lambda S \frac{dt}{dx} \quad \text{B-3}$$

La répartition de la température étant linéaire ; ce qui nous permet d'écrire :

$$T(x) = - \frac{T_i - T_f}{L} x + T_i$$

$$\implies \frac{dT(x)}{dx} = - \frac{T_i - T_f}{L}$$

Ainsi la relation (B-3) devient :

$$\Phi = \frac{\lambda S}{L} (T_i - T_f) = \left(\frac{L}{\lambda S} \right)^{-1} [T_i - T_f] \quad \text{B-4}$$

Le flux de chaleur est proportionnel à la différence de température entre les faces. On définit donc la résistance thermique R comme étant le coefficient de proportionnalité.

$$R = \frac{1}{\lambda} \frac{L}{S} \quad \text{B-5}$$

B-3. La convection

La convection est un échange thermique entre un solide et un fluide en mouvement.
On distingue :

a) La Convection naturelle

Les courants dans le fluide sont dus à l'existence de gradients de température qui génèrent des différences de densités engendrant des courants de gravité.

Le coefficient de transfert convectif dépend des nombres sans dimensions (Nusselt, Reynolds Prandtl etc.).

La convection sur une paroi extérieure et sur une paroi intérieure nous permet d'écrire :

$$\Phi_{cv} = h_{cv} (T_{pe} - T_{pi}) \quad \text{B-6}$$

h_{cv} est le coefficient d'échange convectif

-La convection extérieure

Dans ce cas la relation donnant le flux s'écrit :

$$\Phi_{cve} = h_{cve} (T_{pe} - T_{pi}) \quad \text{B-7}$$

h_{cve} est le coefficient d'échange convectif extérieur. Il dépend de la vitesse du vent.

Il a pour expression :

$$h_{cve} = A + BV^C \quad \text{B-8}$$

A, B, C sont des coefficients de corrélation.

V est la vitesse du vent.

Les coefficients de corrélation varient selon les auteurs. Nous avons dans le tableau ci-dessous les différentes valeurs trouvées dans la littérature.

Auteurs		A	B	C
Nusselt et Jurges	V < 5m/s	5,8	4,1	1
	V > 5m/s	0	7,3	0,78
Strock		11,4	5,7	1
Ferries		2,5	3,5	1
Kimura	-Paroi sous vent	0,3	0,05	1
	-Paroi au vent			
	V < 2m/s	0	8	0,605
	V > 2m/s	0	12,23	1
Laret	V < 1m/s	0	2	1
	V > 1m/s	2	4	1
Ito	-Paroi sous le vent	9	0,7	1
	-Paroi au vent			
	V < 2m/s	11,7	0,3	1
	2 < V < 8m/s	6,7	2,8	1
	V > 8m/s	15	1,8	1
Croiset		3,1	4,1	0,605

Tableau B-1 : Valeurs des coefficients A, B, C pour la convection extérieure [Diao D ; 2005 et Niang G ; 2003]

L'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditionning Engineers) nous permet d'obtenir les valeurs de h_{cve} dans les conditions suivantes :

-Paroi sous le vent : $h_{cve} = 3,04(V+6)^{0.605}$

-Paroi au vent

V > 2m/s: $h_{cve} = 8V^{0.605}$

V < 2m/s: $h_{cve} = 12,24$

-La convection intérieure

C'est une convection libre ; donc naturelle à condition que la vitesse du vent dans l'habitat soit faible. Le coefficient convectif intérieur h_{cvi} est déterminé en utilisant une relation de corrélation.

$$h_{cvi} = g (T_{int} - T_{pi})^m + f \quad \text{B-9}$$

T_{int} est la température intérieure de l'habitat ;

g, f, m sont des coefficients de corrélation.

Les coefficients de corrélation varient selon les auteurs. Nous avons dans le tableau ci-dessous les différentes valeurs trouvées dans la littérature.

	Surface verticale			Surface horizontale					
				Flux ascendant			Flux descendant		
Auteurs	g	f	m	g	f	m	g	f	m
Mitalas	1,02	0	0,33	-	-	-	-	-	-
Ferries	1,6	0	0,33	2,1	0	0,33	1	0	0,33
Gaignou	1,845	0	0,25	-	-	-	-	-	-

Tableau B-2 : Valeurs données aux coefficients de corrélation [Diao D ; 2005]

a) La convection forcée

Dans ce cas, il y'a une cause externe le plus souvent une pompe qui crée artificiellement une différence de pression entraînant donc un mouvement d'air.

Il existe deux cas pour la convection forcée :

-Les vitesses du fluide sont faibles : dans ce cas le régime est dit laminaire.

-Les vitesses du fluides augmentent et atteignent une certaine valeur dite critique : dans ce cas le régime est dit turbulent.

b) Le rayonnement

Le rayonnement solaire peut être décomposé en deux parties :

- le rayonnement grandes longueurs d'onde (GLO) dont la longueur d'onde $\lambda > 2.5$;
- le rayonnement courtes longueurs d'onde (CLO) dont $\lambda < 2.5$.

Ainsi nous avons l'expression de la température du ciel :

$$T_c = \varepsilon_c^{0.25} \cdot T_a$$

T_c est la température du ciel

ε_c émissivité du ciel ;

T_a est la température ambiante

REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE

BOUGARD J. et BENALLOU A., Guide de l'énergie Solaire : Le Solaire thermique au Service du développement durable

Boukar M., « Contribution à l'étude de la réfrigération par effet Peltier. Application à la réalisation de petites enceintes destinées à la conservation des vaccins ». Thèse Docteur-ingénieur LEA/ESP/UCAD/Sénégal 5 mars 1992

Cabirol T., Pelissou A., Roux D., Le chauffe-eau Solaire « Collection technologies douces ». Les presses de l'imprimerie 3^e trimestre 1979

Cheron B., Transferts thermiques. Résumé de cours, problèmes corrigés. Mame imprimerie Tours, janvier 1998

CORTES H., BLOT J., Transferts thermiques Application à l'habitat : étude par la méthode nœud ale, Roto Impression s.a. Normandie février 1999

Diao D., Réalisation d'un programme de simulation du comportement thermique d'un bâtiment à usage d'habitation. Thèse de Doctorat de troisième cycle en physique 30 Juillet 2005 LEA/ESP Dakar

Diawara B., Contribution à l'étude de la climatisation des locaux par cycle à absorption par utilisation d'énergie solaire. Master2 de recherche (Science de l'ingénieur) LEA, ESP, UCAD Dakar 2006-2007

Direction de la météorologie nationale, Données climatologies 2006, DAKAR

Mazria E. : Le guide de l'énergie Solaire passive. Collection Habitat / Ressources. Editions Parenthèses, 1981

« **Mise au point et transfert des techniques** », Techniques d'utilisation de l'énergie Solaire, Nation unies New York, 1980

Mokhtari F. et al. , Etude du comportement thermique d'une maison munie d'un système de chauffage Solaire. Revue des énergies renouvelables Vol.9N⁰4 (2006), pages 363-370

Niang G., Optimisation de la récupération de l'énergie solaire stockée dans une dalle en béton d'un bâtiment. DEA « Science de l'ingénieur ». Mémoire de stage 2002-2003 LEA/ESP Dakar

Sambou V., Intégration d'une dalle récupératrice d'énergie solaire dans une cellule d'habitation : impact sur le confort thermique. Mémoire de DEA SECP de l'université Paris XII, Juillet 1996

WEBOGRAPHIE

<http://fr.ekopedia.org/capteur-h2/oC32/oA9liothermique>

http://energie.wallonie.be/energieplus/CDRom/climatisation/equipements/machine_frigorifique/cliequemachineabsorbt.htm

www.outilssolaires.com

<http://www.cndp.fr/secondaire/interdiscipline/Electron/agregation/sujet-automatique-2001>

<http://archi.climatic.free.fr/01questce.html#haut>

<http://irc.nnrc.gc.ca/pubs/ctus/64e.html>