

Etude du comportement thermique d'une maison munie d'un système de chauffage solaire

F. Mokhtari^{1*}, N. Ait Messaoudène², A. Hamid² et M. Belhamel¹

¹ Centre de Développement des Energies Renouvelables,
B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger

² Département de Génie Mécanique, Université Saad Dahleb,
Route de Soumaa, Blida, Algérie

(reçu le 09 Septembre 2006 - accepté le 20 Décembre 2006)

Résumé - Le travail présenté est l'étude d'un système de chauffage solaire pour un local monozone. Le système est composé d'un champ de capteurs solaires plans, d'une cuve de stockage d'eau chaude, et d'un local à chauffer. Le système de distribution est composé d'un serpentin en cuivre intégré au milieu du plancher. La modélisation mathématique du système est basée sur le calcul des bilans thermiques au niveau des éléments constituant le système de chauffage: fluide caloporteur, plancher et air intérieur du local. Les équations différentielles obtenues sont résolues par la méthode des différences finies avec un schéma explicite. Les résultats obtenus du modèle ont été confrontés aux résultats d'une étude similaire du Pr. Zaheer-Uddin. La confrontation montre une bonne concordance. Le modèle a été utilisé ensuite pour simuler le comportement thermique du système complet sur le site de Bouzaréah (Alger).

Abstract - The present Work consists on the study of a solar heating system for a monozone room. The system is composed of flat plate solar collectors, a water tank, and a closed heated space. The distribution system is composed of a copper serpentine included within the slab floor. The mathematical modelling of the system is based on the calculation of the heat balance of elements composing the system: heating fluid, floor and internal air space. The differential equations obtained are solved by finite differences method with an explicit diagram. The obtained results from system were confronted with the results of similar study conducted by Pr. Zaheer-Uddin. The confrontation shows a good agreement. The model was then used to simulate the thermal behaviour of the complete system on the site of Bouzaréah (Algiers).

Mots clés: Energie solaire - Modélisation - Chauffage solaire - Capteurs solaires - Performances thermiques.

1. INTRODUCTION

Le chauffage par le sol est une technique qui procure de bonnes conditions de confort tout en minimisant les consommations énergétiques.

L'intérêt de ce travail consiste à étudier le comportement thermique d'une maison chauffée par le plancher. Ce dernier est parcouru d'un serpentin en cuivre où circule le fluide caloporteur dont l'apport d'énergie est assuré par des capteurs solaires.

La modélisation est basée sur le calcul des bilans thermiques au niveau des éléments du système: le fluide caloporteur, le plancher, l'air dans le local. La validation du modèle a été faite par une confrontation de nos résultats calculés avec les résultats obtenus de l'étude du Pr. Zaheer-Uddin [2]. Ce dernier a utilisé le même système de chauffage seulement l'apport de chaleur est assuré par une chaudière à gaz.

La deuxième étape de notre étude consiste à l'application de notre modèle à une installation de chauffage solaire où nous représentons les résultats du comportement thermique du dispositif de chauffage solaire testé sur un site algérien.

* f_mokhtari@cder.dz

2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF DE CHAUFFAGE

Notre système de chauffage se compose des éléments suivants, comme il est montré sur la figure 1:

1. Champ de captation constitué de 4 capteurs;
2. Une cuve de stockage d'eau;
3. Une dalle où circule le fluide caloporteur dans un serpentin encastré;
4. Des pompes de circulation et des vannes (P1, P2, V1, V2);
5. Un local à chauffer.

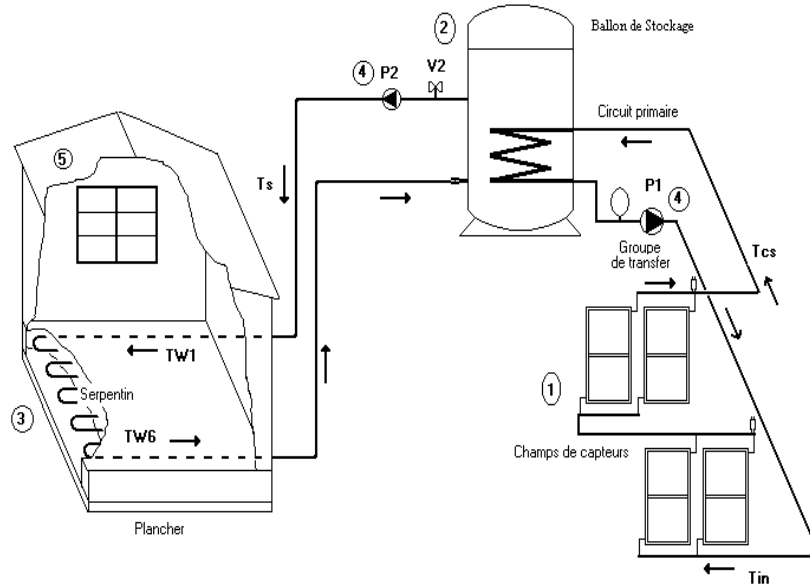


Fig. 1. Schéma général du dispositif de chauffage

Le champ de captation est constitué de 4 capteurs de surface 1.6 m^2 chacun, avec un branchement mixte (Fig. 1), qui donne un débit total à la sortie du champ de captation de $\dot{m} = 120 \text{ l/h}$ [5]. La cuve de stockage a une capacité de $M = 190$ litres, fortement isolée (de 7 à 8 cm de laine de verre) protégée intérieurement par un revêtement alimentaire.

Le plancher est une dalle en béton d'une épaisseur optimale de 10 cm où est encastré, en son centre, un serpentin de 13 m de long, formé de tubes en cuivre de 15 mm de diamètre extérieur, avec 6 passages de 20 cm. Le plancher est isolé du sol par une couche de 50 mm de polystyrène et par celle du gros béton, Ceci nous permet d'avancer que les échanges de chaleur vers le bas sont pratiquement nuls. De ce fait, notre étude visera seulement le comportement thermique de la partie supérieure du plancher (au-dessus du serpentin).

La circulation du fluide est assurée par le circuit primaire (P1) entre le champ de captation et la cuve, et un circuit secondaire situé entre la cuve de stockage et le système de distribution.

Le local considéré est un local monozone de dimensions (3,8 x 3 x 4.4 m), les murs et le plafond sont constitués de différents matériaux (Fig. 2). Pour faciliter l'étude de la modélisation, on a supposé un seul nœud pour la température de l'air à l'intérieur du local. La température des murs et du plafond est supposée uniforme. Les murs ont un échange convectif avec l'air intérieur et un autre échange semblable, avec l'air extérieur. Ces échanges de chaleur se font verticalement suivant les murs avec les coefficients de chaleur $h'_{\text{int}} = h'_{\text{ext}} = 0.11$ [3].

Pour le plafond, on a un échange convectif naturel avec l'air intérieur du local et un autre échange semblable avec l'ambiance extérieure. Seulement ici, les échanges de chaleur se font horizontalement suivant le plafond avec des coefficients d'échange de chaleur: $h_{\text{int}} = h_{\text{ext}} = 0.09$ [3].

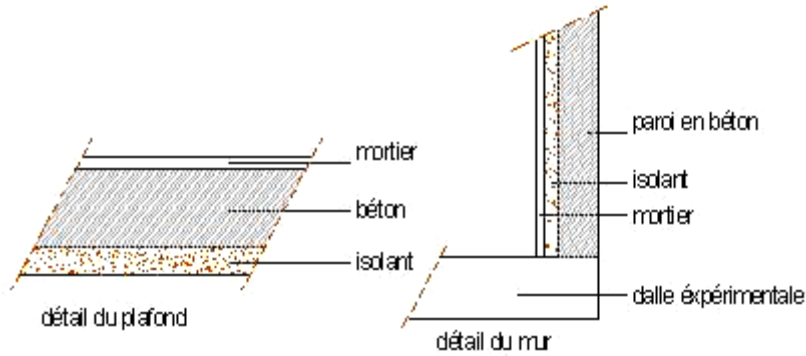


Fig. 2: Détail des murs et du plafond

3. MODELISATION

Le système est modélisé suivant la méthode nodale qui est basée sur le calcul des bilans thermiques de chaque élément constituant le dispositif de chauffage: fluide caloporteur, plancher et local. Pour faciliter l'étude, on adopte les hypothèses suivantes:

- la température du fluide dans le serpentin varie suivant une seule direction (y), longueur du plancher.
- le nombre de nœuds pour la température du fluide correspond au nombre de passages du serpentin dans le plancher, c'est-à-dire 6 nœuds dans notre cas.
- la température du plancher et la température du local sont considérés uniformes.

Le fluide ayant une évolution de température suivant la longueur du plancher, est régie par l'équation du bilan thermique suivante:

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} + \frac{U_w \cdot U_{w \max}}{M_w} \frac{\partial T_w}{\partial y} = \frac{h_{it} \cdot A_{it}}{M_w \cdot C_{pw}} (T_p - T_w) + \frac{U_p \cdot A_p}{M_w \cdot C_{pw}} (T_p - T_w) \quad (1)$$

h_{it} : Coefficient de transfert de chaleur convectif entre le fluide et le plancher.

Si on se réfère à l'étude du Pr. Zaheer-Uddin [2], avec le système muni d'une chaudière, l'écoulement du fluide est toujours turbulent dans une chaudière avec un Reynolds $Re \geq 4000$ et une vitesse d'écoulement $V_{\max} = 0.26$ m/s. Donc le coefficient de transfert de chaleur h_{it} est calculé à partir des nombres adimensionnels avec une vitesse d'écoulement de $V_{\max} = 0.26$ m/s.

Pour un régime turbulent, on prend la corrélation suivante pour le calcul du Nusselt [4]:

$$Nu = 0023 \times (Re^{0.8}) \times (Pr^{0.33}) \quad (2)$$

Comme la température du plancher est prise uniforme, le bilan thermique au niveau du plancher nous donne:

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{h_{it} \cdot A_{it}}{M_p \cdot C_p} (T_w - T_p) - \frac{A_p}{M_p \cdot C_p} (Q_r + Q_c) \quad (3)$$

Q_r et Q_c sont respectivement, les échanges par rayonnement et l'échange par convection avec le local.

Les équations des deux échanges sont des corrélations tirées de l'étude réalisée par le Pr. Zuheer-Uddin [2].

$$Q_r = 4.93 \times 10^{-8} \left[(T_p + 273)^4 - (T_z + 273)^4 \right] \quad (4)$$

$$Q_c = 2.18 \times [T_p - T_z]^{1.31} \quad (5)$$

Au niveau du local, on a l'air chauffé à une certaine température T_z uniforme. Ce dernier a un échange par convection avec l'ambiance extérieure en forme de perte de chaleur et un échange par rayonnement et un autre par convection avec le plancher en forme de gains de chaleur.

L'équation du bilan thermique au niveau du local s'écrira comme suit:

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = a_z \cdot (T_{ext} - T_z) + A_p \cdot w \cdot (Q_r + Q_c) \quad (6)$$

Où

$$C_z : \text{Capacité thermique, } (C_z = M_{air} \times C_{p_{air}})$$

a_z : Coefficient de pertes global au niveau du local. (Le calcul de a_z se fait en utilisant l'analogie électrique/thermique) [1]:

$$(a_z = 1/R_{eq}), (R_{eq} = (1/R_{eq_{mur}} + 1/R_{eq_{plafond}})^{-1})$$

Le système d'équations obtenu est résolu par un schéma explicite de la méthode des différences finies suivant l'espace et le temps [7], les données utilisées dans la simulation sont l'éclairement solaire global et la température extérieure de la journée du 01 mars 2001 [6], avec un débit normalisé $u_w = 0.5$ [2], avec une condition initiale:

$$T_w(0) = T_p(0) = T_z(0) = 20 \text{ °C}$$

La condition aux limites de l'étude consiste à prendre la température du fluide à l'entrée du serpentin égale à la température du fluide à la sortie de la cuve. Cette dernière est considérée uniforme $T_s(t)$ et brassée à l'intérieur de la cuve dont l'évolution temporelle est déterminée par l'équation différentielle suivante:

$$M C_{p_{eau}} \frac{dT_s}{dt} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_s) - (UA)_s \cdot (T_s - T_{amb}) - \dot{m}_s C_{p_{eau}} \cdot (T_s - T_{rs}) \quad (7)$$

Cette équation exprime l'échange par convection entre la cuve et le champ de captation (1^{er} terme), l'échange de chaleur en forme de pertes entre la cuve et l'extérieur (2^{ème} terme), et la quantité de chaleur extraite pour l'utilisation (3^{ème} terme).

4. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

4.1 Validation du modèle

La validation de notre modèle a été faite en comparant nos résultats avec les résultats obtenus de l'étude du Pr. Zaheer-Uddin [2] qui a utilisé un système de chauffage identique, seulement que l'apport de chaleur est assuré par une chaudière à gaz. La figure 3 montre l'évolution de la température du fluide caloporteur T_w en fonction du temps, l'allure est exponentielle. La température du fluide diminue suivant les nœuds sur une tranche de temps de 150 h. On note,

qu'au bout de 60 h, la température du fluide devient presque constante, ce qui nous permet de dire que le système a atteint le régime établi. La température moyenne calculée du fluide donne une très bonne approximation avec la température du fluide de l'étude [2] avec un écart de température de $\Delta T \approx 2^\circ\text{C}$.

L'évolution de la température du plancher est représentée sur la figure 4, elle a aussi une allure exponentielle. On note qu'au bout de 60 h cette température commence à se stabiliser. L'écart entre la température calculée et celle de l'étude [2] est de $\Delta T \approx 2^\circ\text{C}$.

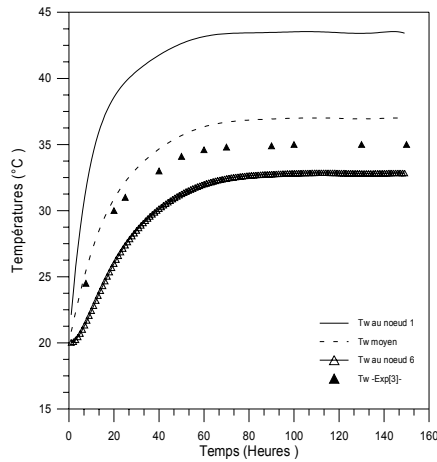


Fig. 3: Evolution des températures du fluide dans le serpentin

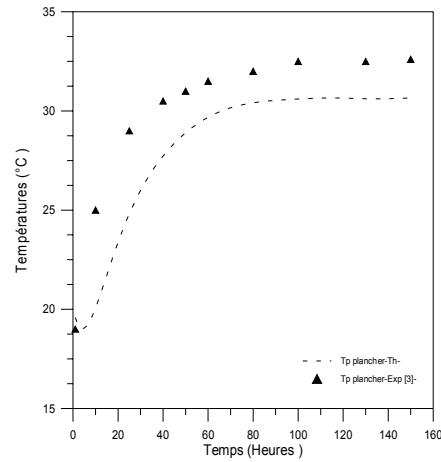


Fig. 4: Evolution des températures du plancher

La température de l'air dans le local évolue suivant le temps (Fig. 5). Elle a la même allure que celle du fluide et du plancher, seulement sa valeur maximale est $T_z = 23^\circ\text{C}$. Cette valeur correspond à la dite température de confort qui doit se situer entre les valeurs de 20°C et 23°C .

L'écart entre la température calculée et la température de l'étude [2] est de $\Delta T \approx 2^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C}$, ceci est dû à la surestimation des pertes entre l'air dans le local et l'ambiance extérieure, aussi au choix des coefficients d'échanges de chaleur du au modèle.

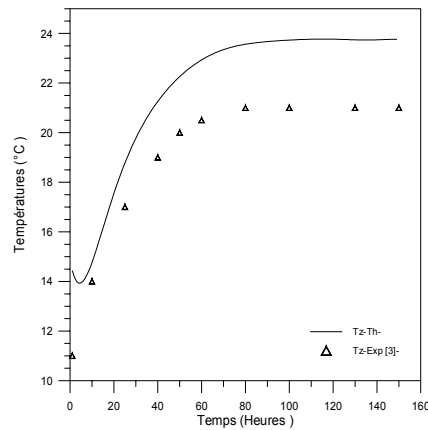


Fig. 5: Représentation des températures de l'air dans le local

4.2 Application du modèle à une installation de chauffage solaire

Dans cette partie, il est représenté les résultats de l'application du modèle à un système de chauffage solaire où la chaudière à gaz a été remplacée par un champ de capteurs solaires et une cuve de stockage d'eau chaude (Fig. 1) [5].

Le site choisi est le site du Centre de Développement des Energies Renouvelables de Bouzaréah (CDER, Alger) qui a les paramètres suivants: Latitude $36^{\circ}8$ Nord, Longitude $3^{\circ}12$ Est, Altitude 345 m, Albédo 0.2.

La figure 6 donne l'évolution des températures du fluide suivant les différents nœuds dans le serpentin pendant la journée du 1^{er} mars 2001 [1]. On remarque que l'allure est la même pour tous les nœuds avec un ordre décroissant allant du 1^{er} nœud au dernier nœud, L'écart est important entre les trois premiers nœuds et devient faible entre les derniers nœuds.

Nous représentons aussi l'évolution des températures des trois éléments de notre système: fluide moyen, plancher, et air dans le local (Fig. 7). Nous constatons que la température du plancher et la température du local évoluent de la même manière pendant la tranche de temps 8 h - 16 h.

Celle du plancher commence à augmenter à partir de 12 h jusqu'à atteindre une valeur de $T_u = 28^{\circ}\text{C}$ à 16 h, ce qui favorise le stockage de chaleur dans la dalle.

La température moyenne du fluide atteint un maximum de $T_w = 40^{\circ}\text{C}$ à 13 h (suivant la valeur de l'éclairement solaire de la journée du 1 mars 2001).

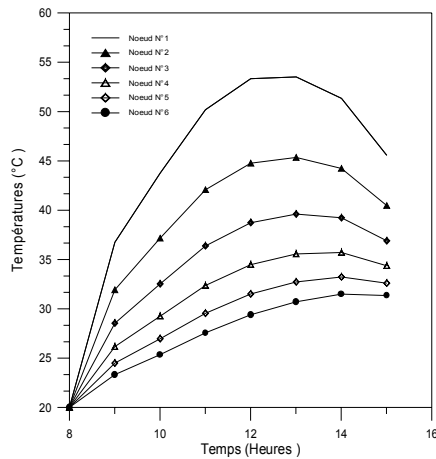


Fig. 6: Evolution des températures du fluide suivant les nœuds dans le serpentin

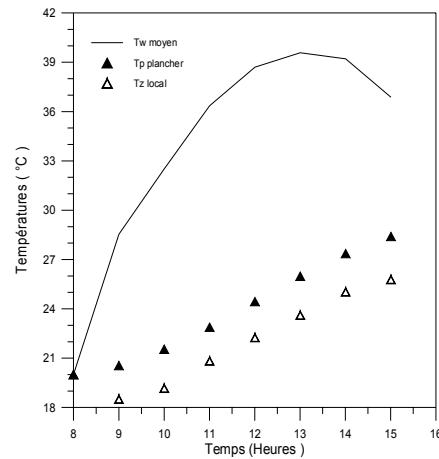


Fig. 7: Evolution des températures des Trois éléments du système

La figure 8 représente l'évolution des températures de l'air à l'intérieur du local et celle de l'air extérieur. Cette dernière présente des fluctuations dues aux paramètres climatiques, par contre celle de l'air dans le local présente une uniformité à partir de 12 h sous l'influence de l'inertie des murs et du plancher. En pratique la température intérieure désirée doit osciller entre les valeurs de $20^{\circ}\text{C} - 23^{\circ}\text{C}$, c'est la marge de consigne, d'après la figure 8, on constate que notre modèle répond aux exigences de confort puisque la température ne dépasse pas la valeur de $T_z = 25^{\circ}\text{C}$. Il faut préciser que cela est du aux conditions climatiques favorables (journée claire).

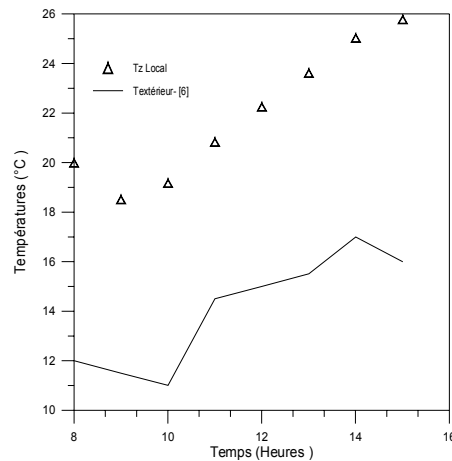


Fig. 8: Evolution des températures de l'air à l'intérieur du local et température extérieure

5. CONCLUSION

Cette étude nous a permis d'aboutir aux résultats suivants:

- Le modèle mathématique pris est simple et peut être adapté à une installation de chauffage solaire.
- L'énergie fournie par un champ de captation de 6.4 m^2 de surface (04 capteurs), avec une masse de stockage du fluide chaud de $M = 190$ litres, peut satisfaire aux besoins de chauffage d'une enceinte de volume $V_a = 49.77 \text{ m}^3$ pendant des journées claires. Un système d'appoint est nécessaire dans le cas de journées nuageuses.
- La température de l'air dans le local doit être maintenue dans l'intervalle de confort $[20^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C}]$, pour cela un système de régulation doit être mis au point.

REFERENCES

- M_w : Masse du fluide par unité de longueur
- C_{pw} : Capacité calorifique de l'eau
- U_w : Débit normalisé du fluide chaud
- $U_{w \max}$: Débit massique maximum du fluide chaud
- A_{it} : Surface d'échange entre le fluide et le plancher, rapportée à la longueur du plancher
- A_p : Surface du plancher par unité de longueur
- U_p : Coefficient global d'échange par conduction entre le fluide et la surface du plancher
- $k_{\text{béton}}$: Conductivité thermique du béton
- E_{sup} : Epaisseur du béton entre le serpentin et la face supérieure du plancher
- W : Longueur du plancher
- T_{amb} : Température de l'ambiance extérieure

T_{fs} :	Température de sortie du champ de captation
T_{rs} :	Température du réseau. Dans notre cas, c'est la température de sortie du fluide dans le serpentin (température du dernier nœud).
$(UA)_s$:	Coefficient de pertes globales dans la cuve de stockage
M :	Masse totale de l'eau dans la cuve
\dot{m}_{sou} :	Débit soutiré (vers l'utilisation). Dans notre cas, on suppose que le seul débit soutiré est vers le serpentin

REFERENCES

- [1] F. Mokhtari, '*Etude d'une Boucle Régulée Capteur - Plancher Solaire*', Mémoire de Magister en Génie Mécanique, Option Energétique, Université de Blida, Avril 2005.
- [2] M. Zaheer-Uddin and G.R. Zheng, '*Optimal Operation of an Embedded-Piping Floor Heating System with Control Input Constraints*', Energy Convers., Vol. 38, N°7.
- [3] Guides de l'AICVF Aéraulique, '*Principes de l'Aéraulique Appliqué au Génie Climatique*'.
- [4] A.A. Sfeir & G. Guarracino, '*Ingénierie des Systèmes Solaires – Applications à l'Habitat*'.
- [5] M. Ouzzane et H. Makhlof, '*Optimisation de Configuration de Capteurs dans une Installation de Chauffage d'Eau Solaire*', JITH, 1995, Marrakech, Maroc.
- [6] R. Kharchi, '*Etude Expérimentale du Comportement Thermique d'un Plancher Solaire Direct*', Mémoire de Magister en Génie Mécanique, option Energétique, Université de Blida, Novembre 2002.
- [7] John. Wiley & Sons, '*Applied Numerical Methods*', New York, Chichester, Brisbane, Toronto.