

## Contribution à l'étude des transferts thermiques dans un local muni d'une structure à isolation variable

S. Ben Amor, R. Fathallah, N. Boukadida\* et L. Guedri

UER Energie et Environnement, Institut des Sciences Appliquées et de Technologie, 'ISSAT'  
Université de Sousse, Cité Taffalla (Ibn Khaldoun), Sousse, Tunisie

**Résumé** - Nous présentons, dans cet article, l'influence des conditions de température et de flux externes, ainsi que l'effet de la nature et de l'épaisseur des couches de matériaux constituant les parois d'une structure alvéolaire à isolation thermique variable sur le comportement thermique d'un local muni de cette structure. Cette dernière est conçue pour être utilisée pour des applications de type chauffage ou climatisation. Les simulations numériques ont permis de comparer le comportement thermique d'un local muni de cette structure sur les faces Sud, Est et Ouest à celui d'un classique à forte inertie thermique ayant des parois à isolation fixe. L'équation de conservation de l'énergie est résolue numériquement à l'aide de la méthode nodale dans un cas monodimensionnel. Le modèle simplifié est découpé en 38 nœuds. Les simulations sont effectuées dans le cas d'une application de type climatisation dans une zone désertique. Les résultats ont montré l'effet de l'épaisseur des couches bétons et laine de verre ainsi que l'effet des conditions de ciel sur le comportement thermique d'un local. Ils ont aussi montré que la température moyenne à l'intérieur du local muni de la structure est légèrement plus basse que celles des autres locaux.

**Abstract** - The aim of this work is to study the external temperature, solar flux and wall nature effects on the building thermal behavior using a structure with a diode thermal effect. The structure is conceptualized to be used for a cooling or for a heating application. Numerical simulations allowed us to compare the thermal behavior of a building equipped with this structure on its east, south and west frontages to that of standing or conventional building with large or low inertia. The heat transfer equation is numerically resolved by the nodal method in case of one dimension. The simplified used model is subdivided on 38 nodes. Simulations are done for a cooling application in a deserted zone. Results showed the effect of conducted and insulated wall layers thickness and the external solar flux on the local thermal behavior. They also showed that the average interior temperature of the local equipped with this structure is slightly lower than that of local having high or low thermal inertia.

**Mots clés:** Structure alvéolaire – Inertie thermique – Matériaux – Confort thermique.

### 1. INTRODUCTION

Une structure alvéolaire à effet de diode thermique est composée de deux parois verticales et deux lamelles (parois passives) inclinées d'un angle  $\alpha$  par rapport à l'horizontale (Fig. 1).

Lorsque les parois verticales sont différentiellement chauffées, nous avons deux comportements différents. Dans le cas où la paroi basse est plus chaude que la paroi haute, l'écoulement de l'air et par suite l'échange convectif est favorisé par la géométrie (sens passant) et la structure est équivalente à une faible couche d'isolant. Lorsque la paroi basse est moins chaude que la paroi haute, cette disposition entraîne une réduction

---

\* Nourbou54@gmail.com

notable du transport convectif puisque le fluide se trouve considérablement freiné (sens isolant) et la structure est équivalente à une forte couche d'isolant.

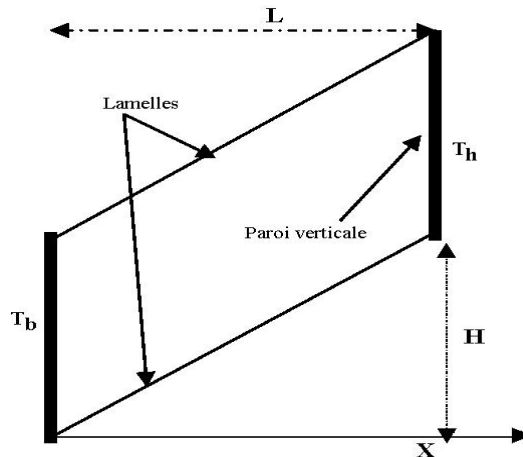


Fig. 1: Configuration géométrique de l'alvéole

La structure alvéolaire ainsi réalisée a un effet analogue à celui d'une diode. La superposition de plusieurs alvéoles permet de réaliser une structure multi - alvéolaire à effet de diode thermique pouvant jouer le rôle d'un mur à isolation variable que l'on peut utiliser dans un local. Son application peut être de type chauffage (la paroi verticale chaude est placée en position basse du côté extérieur du local, la paroi verticale froide est placée en position haute du côté intérieur du local) ou de type climatisation (la paroi verticale chaude est placée en position haute du côté extérieur du local, la paroi verticale froide est placée en position basse du côté intérieur du local).

Notons que plusieurs travaux de recherche, numériques et expérimentaux se sont focalisés sur l'étude des écoulements et des transferts internes dans des cavités de diverses formes [1-13]. La majorité de ces travaux est conçue pour l'étude des cavités parallélépipédiques rectangles dont les faces actives sont inclinées ou non par rapport au champ de pesanteur. Les uns se sont intéressés à l'étude de l'influence des paramètres géométriques et thermo physiques sur le comportement thermique et sur la possibilité pour que cette structure alvéolaire puisse être utilisée comme une paroi à isolation variable d'un local [1-7, 12-13]. D'autres travaux se sont focalisés sur le rendement des capteurs plans munis de cette structure dont la façade est constituée d'un simple ou double vitrage [4, 6, 11].

Des travaux antérieurs ont permis d'établir un modèle mathématique [8, 9, 10, 13] permettant d'étudier en régime variable le comportement thermique d'un local muni de cette structure alvéolaire sur les façades les plus ensoleillées (Est, Sud, Ouest) et de comparer son bilan énergétique mensuel à celui d'un local type habitation, nécessitant un confort thermique. La structure est testée pour deux types d'applications, une première application de type chauffage (région froide avec un ensoleillement non négligeable, surtout pendant la période d'inter-saison) et une application de type climatisation (région désertique présentant une amplitude thermique importante entre la période diurne et la période nocturne). Dans le cas d'une application de type chauffage, les lamelles sont inclinées vers l'avant, la face verticale intérieure est en position haute. Dans le cas d'une application de type climatisation, les lamelles sont inclinées vers l'arrière, la face verticale intérieure est en position basse.

Notre travail, qui est le prolongement des travaux antérieurs, consiste à étudier l'influence des conditions de température et de flux externes, de l'état du ciel, ainsi que l'effet de la nature et de l'épaisseur des couches de matériaux constituant les parois de la structure multi-alvéolaire sur le comportement thermique d'un local muni de cette structure dont l'application est de type climatisation et de comparer son bilan énergétique à celui d'un classique à forte inertie ou à faible inertie.

## 2. POSITION DU PROBLEME

Les trois locaux sur lesquels est appliquée la structure à effet de diode, ont des dimensions identiques, chaque face verticale a une surface de 30 m<sup>2</sup>, alors que celle du plafond et celle du planché est de 100 m<sup>2</sup>. Tous les murs constituant chacun des locaux sont formés d'une paroi extérieure exposée au rayonnement solaire (Fig. 1) d'une paroi intermédiaire isolante et d'une paroi intérieure (Fig. 2). Pour plus de détails concernant les différents éléments constituant chacune des parois de chaque local, ainsi que le transfert dans l'alvéole, le lecteur se fera à la référence [9].

## 3. MODELE MATHEMATIQUE

Les hypothèses simplificatrices utilisées, sont les suivantes:

- Les transferts de chaleur par conduction sont unidirectionnels.
- L'air est considéré comme un gaz parfaitement transparent.
- Les propriétés thermophysiques des matériaux utilisés sont constantes.
- Le flux solaire incident est uniforme sur toute la face.
- Il n'y a pas de fenêtres (pas de gain direct).
- La température de l'air intérieur du local est uniforme.
- La participation énergétique de l'occupant est négligeable.

Dans ce cas, l'équation du bilan thermique de l'élément  $i$  s'écrit:

$$(mc)_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1,n} C_{i,j} (T_j - T_i) + \sum_{j=1,n} K_{i,j} (T_j - T_i) + P_i$$

où  $(mc)_i$ ,  $C_{i,j}$ ,  $K_{i,j}$  et  $P_i$  sont respectivement la masse calorifique de l'élément  $i$ , le coefficient d'échange conductif ou convectif entre les éléments  $i$  et  $j$ , le coefficient de couplage radiatif entre les éléments  $i$  et  $j$ . La méthode numérique utilisée est la méthode nodale. Le modèle simplifié retenu et qui prendra en compte tous les transferts est découpé en 38 nœuds. Chaque paroi comprend 6 nœuds thermiques (3 nœuds pour la paroi extérieure et 3 nœuds pour la paroi intérieure), le milieu compris entre les deux parois (isolation ou structure à lamelles) est schématisé par une résistance. Le plancher qui conduit à une masse thermique importante est découpé en 6 nœuds, la face extérieure de son isolant est soumise à un transfert vers l'extérieur [9]. L'air intérieur et l'air extérieur sont représentés chacun par un seul nœud (Fig. 2).

Chacune des faces extérieures échange par convection et par rayonnement avec l'environnement pris à la même température. La face intérieure de chaque paroi échange par convection avec l'air intérieur et par rayonnement avec les autres faces intérieures du local.

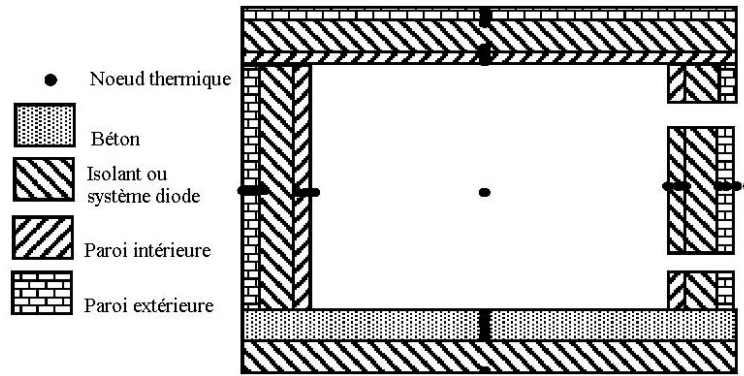


Fig. 2 Modèle simplifié d'un local

C'est la méthode implicite qui a été retenue pour calculer les différentes grandeurs. Le système d'équation est linéarisé dans un premier temps en faisant un développement de Taylor. Un calcul itératif est ensuite effectué à chaque pas de temps jusqu'à l'obtention de la solution au critère de convergence près de  $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A chaque itération, on recalcule les coefficients d'échanges convectifs intérieurs et ceux du transfert dans les alvéoles qui dépendent des températures des parois.

Les sollicitations correspondent à des conditions thermiques périodiques sur 24 heures, le calcul est répété sur un nombre de périodes suffisant de manière à obtenir un régime périodique établi. Le critère de convergence retenu entre les valeurs à 24 heures, pour deux itérations successives, est de  $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Une étude préliminaire a montré que le pas de temps peut être limité à une heure.

#### 4. CONDITIONS AUX LIMITES THERMIQUES A L'EXTERIEUR ET A L'INTERIEUR DES LOCAUX

##### 4.1 Conditions extérieures

Le coefficient de transfert convectif traduisant l'échange entre la face extérieure d'une paroi et l'air, est supposé uniforme. En considérant des conditions de vent moyen, nous avons pris des valeurs du coefficient d'échange de  $11\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  pour chaque face verticale et de  $14\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  lorsque la paroi est horizontale (toiture).

En fonction de leur orientation, chaque face extérieure de chaque paroi, à laquelle nous attachons un coefficient d'absorption égal à 0.8 vis-à-vis du rayonnement solaire et un coefficient d'émission égal à 0.9 dans l'infrarouge, reçoit un flux solaire englobant le rayonnement direct et le rayonnement diffus, calculé heure par heure pour le 15<sup>ème</sup> jour type du mois. Ce flux solaire [9] est calculé à partir des positions relatives du soleil et du lieu considéré (Tozeur, Tunisie).

En ce qui concerne les températures extérieures, nous avons utilisé dans nos calculs les températures moyennes, heure par heure, pour chaque mois de l'année, extraites des statistiques des stations météorologiques.

##### 4.2 Conditions intérieures

Pour caractériser le transfert convectif entre les faces intérieures et l'air intérieur, nous avons utilisé les corrélations moyennes classiques [9] de type  $Nu = a \cdot (Gr \cdot Pr)^b$ .

Les nombres de Grashof (Gr) et de Nusselt (Nu) sont respectivement définis par:  $Gr = g \cdot \Delta T \cdot D^3 / (T_m \cdot \nu_m^2)$  et  $Nu = h \cdot (D / \lambda_m)$ , où D est une longueur caractéristique prise comme étant la hauteur du local pour les faces verticales, et la largeur pour le plafond et le plancher.  $T_m$  est la moyenne des températures de la face considérée et celle de l'air intérieur (température du film),  $\nu_m$  et  $\lambda_m$  sont respectivement la viscosité cinématique et la conductivité thermique de l'air calculée à  $T_m$ . Le couple de coefficients (a, b) prend comme valeurs (0.11 et 0.33) pour une face verticale et de (0.27 et 0.25) pour le plafond.

Pour le plancher, nous avons utilisé une loi correspondant à une paroi horizontale à flux descendant sur la face supérieure (valable quand on a des pertes thermiques par le plancher). Le couple de coefficient est de (0.14 et 0.33). Concernant la température de l'air intérieur, elle est variable en fonction du temps et évolue en fonction des températures des parois. Enfin pour faire une estimation énergétique réaliste, nous avons supposé un renouvellement d'air de 0.5 volume/heure.

## 5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Comme nous l'avons précisé, la nature du climat à Tozeur et la présence d'une amplitude thermique sensible entre le jour et la nuit nous a poussé de tester l'utilisation de la structure en tant qu'une paroi isolante pendant la période diurne et conductrice pendant la période nocturne, ce qui revient à étudier une application de type climatisation.

### 5.1 Conditions météorologiques

La figure 3 représente l'évolution de la température extérieure de la ville de Tozeur située au sud Tunisien. On remarque que l'évolution de la température extérieure possède un comportement cyclique. On remarque aussi que l'amplitude thermique entre la période diurne et la période nocturne est sensible.

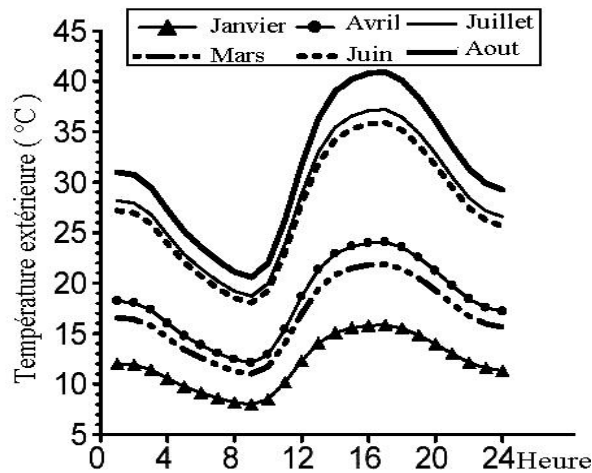


Fig. 3: Evolution de la température extérieure pour le jour type du mois (ville de Tozeur)

La figures 4 et 5 représentent l'évolution de la densité du flux solaire incident sur les faces les plus ensoleillées (Est, Ouest, Sud et Plafond). Pour toutes les faces, pendant la période nocturne, le flux solaire incident est nul. Pendant la période diurne, il évolue dans un sens croissant, puis il passe par un maximum, enfin il décroît jusqu'à devenir nul. Mais ce qui diffère d'une face à une autre, c'est la valeur maximale et l'instant correspondant, qui varient selon l'orientation de chaque face.

Les densités reçues sur les faces Est et Ouest sont symétriques, l'une par rapport à l'autre. Pour un mois donné, le flux est maximum le matin sur la face Est, à midi sur la face Sud et l'après midi sur la face Ouest. A midi, le flux solaire incident est identique sur les deux faces, mais les valeurs maximales diffèrent d'un mois à un autre. Pour la face sud et le plafond, la densité de flux solaire incident représente une symétrie par rapport à midi TSV.

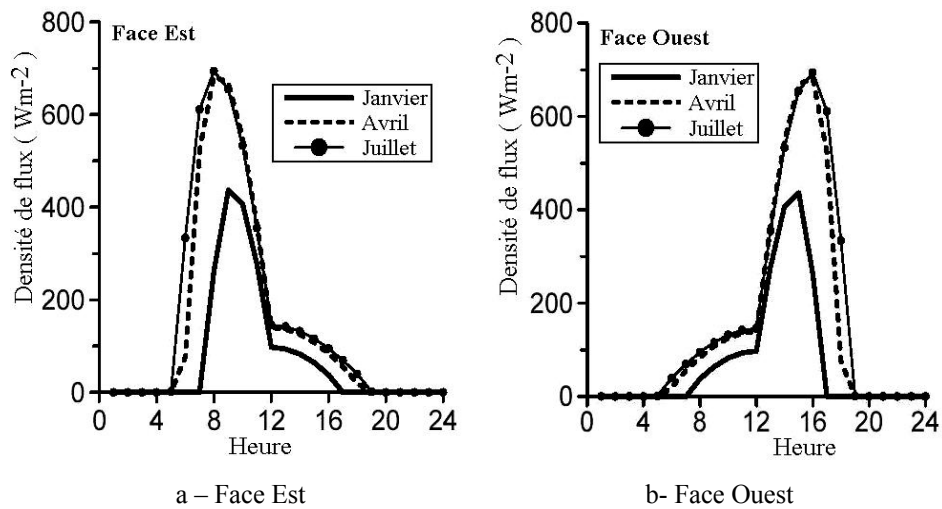


Fig. 4: Evolution de la densité de flux solaire incident sur les faces Est et Ouest

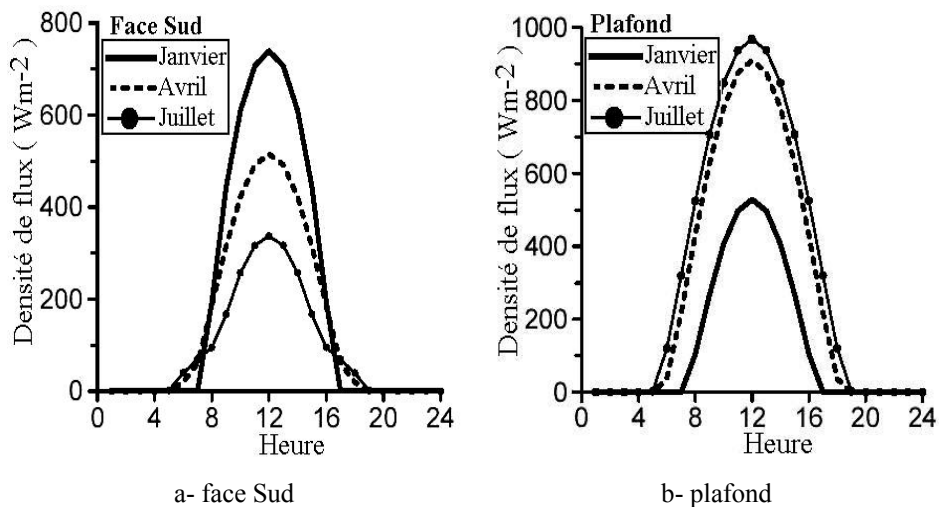


Fig. 5: Evolution de la densité de flux solaire incident sur la face Sud et le plafond

### 5.2 Cas d'une évolution libre en température

La figure 6 représente l'évolution de la température moyenne de l'air intérieur et extérieur en fonction de l'heure pendant les mois d'avril (a) et de juillet (b), pour les 3 locaux. La température intérieure du local à structure alvéolaire est légèrement plus basse que celle du local à faible inertie. Cette différence qui est due à l'effet diode peut atteindre 1.5 °C vers 14 heures.

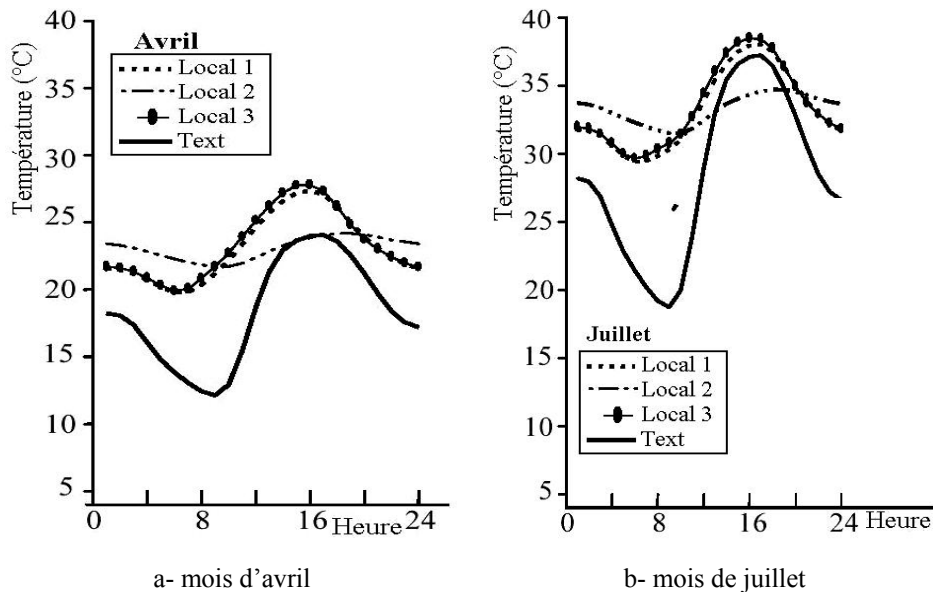


Fig. 6: Evolution de la température de l'air intérieur, sans consigne

La température de l'air intérieur dans le local à forte inertie présente une faible amplitude entre la période diurne et la période nocturne. Elle est plus basse que celle des autres locaux pendant la période diurne et inversement la nuit. Ceci est dû à l'isolation importante assurée par la forte inertie, par rapport à celle des autres locaux.

### 5.3 Effet des conditions du ciel sur la température de l'air extérieur

Sur la figure 7, nous avons représenté les évolutions journalières de la température de l'air intérieur dans le cas d'une évolution libre, (sans consigne) respectivement pour les mois d'avril et de juillet, pour différentes conditions météorologiques.

Nous constatons que la température de l'air intérieur dans le cas d'un ciel très pur est plus élevée en période diurne, la différence de température avec le cas où on considère un bâtiment localisé en zone industrielle peut atteindre 2 °C pour le mois de juillet.

Cette différence est due au fait qu'en passant du ciel très pur aux conditions normales, puis en zone industrielle, les coefficients de transparence du ciel (appelés aussi coefficients de trouble) augmentent.

Ces coefficients expriment le degré de trouble du ciel. Moins le ciel est clair, plus ces coefficients sont élevés, ce qui engendre une atténuation du flux solaire incident.

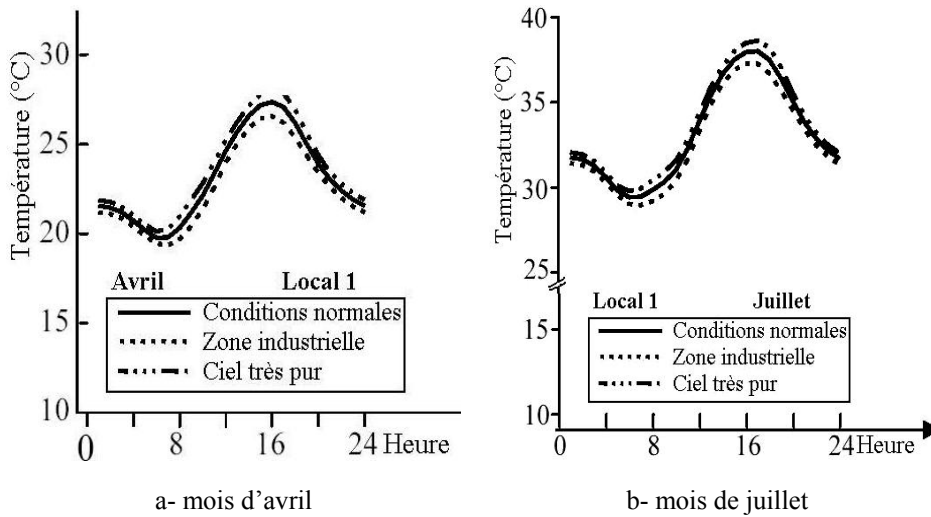
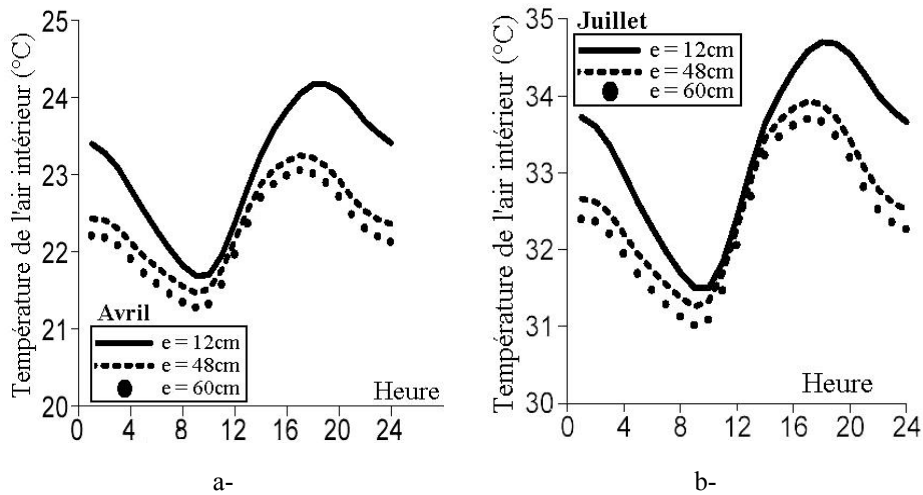


Fig. 7: Effet des conditions du ciel sur l'évolution de la température de l'air intérieur, cas sans consigne pour un local à structure

#### 5.4 Effet de l'épaisseur du béton et de la laine de verre

Pour une structure à forte inertie, chaque face est constituée d'une paroi extérieure en béton, une paroi intermédiaire en laine de verre et une paroi intérieure en brique. En variant l'épaisseur de la paroi en béton et celle en laine de verre, on constate que lorsqu'on double l'épaisseur de la paroi en béton (Fig. 8-a et 8-b) ou on triple celle de la paroi en laine de verre (Fig. 8-c et 8-d), on aboutit presque aux mêmes résultats. Par exemple, pour le mois de juillet (Fig. 8-b et 8-d) la température de l'air intérieur s'abaisse en moyenne pendant une journée de un degré lorsque la parois en béton est triplée, et elle s'abaisse de 0.9 °C lorsqu'on double la paroi en laine de verre.





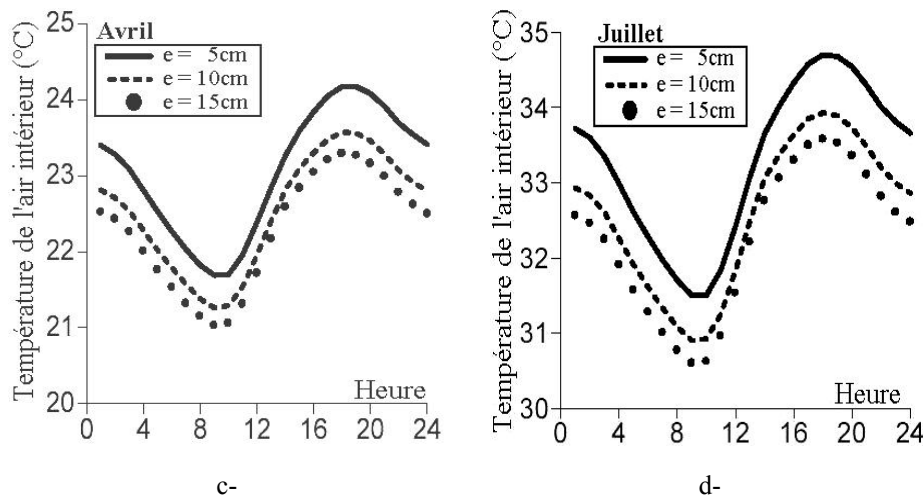


Fig. 8: Effet de l'épaisseur du béton et de la laine de verre sur la température de l'air intérieur

## 6. CONCLUSION

Ce travail a permis d'étudier le comportement thermique d'un local muni de la structure à effet de diode thermique et de le comparer à ceux des locaux à forte ou à faible inertie. L'influence des conditions météorologique en flux et en température extérieurs, des épaisseurs des couches de parois sur le transfert de chaleur a été aussi étudié et analysé.

Les résultats ont principalement montré que la température intérieure du local muni de la structure à isolation variable est moyennement moins élevée que celle des locaux à forte ou à faible inertie. Bien que l'épaisseur de la laine de verre à la structure défavorise l'avantage de la structure, et le local à structure paraît plus avantageux.

## REFERENCES

- [1] D.V. Guittierez, 'Contribution à l'Etude Théorique et Expérimentale des Phénomènes Aérothermiques dans des Cavités Parallélépipédiques à Parois Inclinaées', Thèse de Docteur Ingénieur, N°134, Université de Poitiers, France, 1980.
- [2] Y. Asako and H. Nakamura, 'Heat Transfer in a Parallelogram Slipped Enclosure', 1<sup>th</sup> Report JSME, Vol. 23, N°185, pp. 1827 – 1834, 1980.
- [3] T. Maekawa and I. Tanasawa, 'Natural Convection Heat Transfer in Parallelogram Enclosures', 7<sup>th</sup> Conference of Heat Transfer 2, Munich, pp. 227 – 232, 1982.
- [4] J. Alkhoja, 'Etude du Comportement Thermique Instationnaire d'un Mur d'Habitation Equipé d'un Capteur Solaire à Lamelles'. Thèse de Docteur Ingénieur, N°168, Université de Poitiers, France, 1982.
- [5] N. Seki, S. Fokosako and A. Yamagushi, 'An Experimental Study of Free Convective Heat Transfer in a Parallelogrammic Enclosure', ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 433 – 439, 1983.

- [6] M.R. Zugari, '*Contribution à l'Amélioration du Rendement d'un Capteur Solaire Plan par l'Utilisation d'une Structure à Lamelles*', Thèse de Docteur Ingénieur, N°201, Université de Poitiers, France, 1984.
- [7] A. Bairi, '*Contribution à l'Etude Expérimentale de la Convection Naturelle dans des Cavités Fermées à Sections Parallélogrammatiques*', Thèse de Docteur Ingénieur, N°199, Université de Poitiers, France, 1984.
- [8] J.J. Vullierme and N. Boukadida, '*Study of Structure with a Diode Thermal Effect. Application to the Realisation of a Variable Heat Insulator*', Congrès J.I.T.H., Rabat, Maroc, pp. 781 – 789, 1985.
- [9] N. Boukadida, '*Etude d'une Structure à Effet de Diode Thermique. Application Au Chauffage Solaire d'un Local*', Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, N°45, France, 1986.
- [10] N. Boukadida et J.J. Vullierme, '*Etude Expérimentale des Performances d'une Structure à Effet de Diode Thermique*', Revue Générale de Thermique, Vol. 324, pp. 645 – 651, 1988.
- [11] M.R. Zugari et J.J. Vullierme, '*Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire par l'Utilisation d'une Structure à Lamelles*', Entropie, Vol. 29, N°176, pp. 25 – 30, 1993.
- [12] A. Abdelbaki et Z. Zrikem, '*Simulation Numérique des Transferts Thermiques Couplés à travers les Parois Alvéolaires des Bâtiments*', International Journal of Thermal Sciences, Vol. 38, N°8, pp. 719 – 730, 1999.
- [13] N. Boukadida et J.J. Vullierme, '*Application d'une Structure à Effet de Diode Thermique au Chauffage et à la Climatisation d'un Local*', Entropie, Vol. 38, N°242, pp. 32 – 43, 2002.