

Comportement thermique de différents types d'habitation soumis à un ensoleillement et à une température extérieure périodiques*

H. OIRY et J. P. BARDON

Laboratoire de Thermocinétique (U.A. CNRS 869), Université de Nantes, France

(Reçu le 11 Décembre 1984)

Résumé—On présente pour différents types schématiques d'habitation soumis à des variations journalières périodiques du flux solaire et de la température extérieure, l'influence des grandeurs qui caractérisent les transferts de chaleur couplés (diffusion et stockage thermique dans les parois extérieures et intérieures, déperditions ou apports solaires par renouvellement d'air ou vitrage).

Les calculs montrent notamment que pour une régulation idéalisée : (i) La consommation énergétique ne dépend que des valeurs moyennes des sollicitations et ne dépend pas de la place de l'isolant. (ii) Pour un local à température intérieure régulée, l'inertie des parois intérieures ne joue pas. (iii) Pour un local non régulé les fluctuations de température intérieure dépendent de la place de l'isolant, l'isolation extérieure étant la plus favorable. (iv) Il existe une épaisseur des parois adaptée à la période journalière des sollicitations.

1. INTRODUCTION

LA CONCEPTION, la prévision des déperditions, ou la gestion du système de chauffage d'un bâtiment nécessitent non seulement la prise en compte du comportement thermique du local en régime permanent (calcul classique des coefficients G et B), mais aussi son comportement en régime variable (influence de l'inertie du local, des apports variables, etc.). L'utilisation de ce dernier entraîne des modélisations qui peuvent devenir très lourdes selon le degré de finesse souhaité. Les modèles simplifiés au niveau de la conception et l'étude de leurs réponses à des sollicitations schématiques mais typiques permettent d'approcher plus simplement les caractéristiques essentielles de ce comportement.

En particulier, l'étude de la réponse d'un local à des variations périodiques de la température extérieure ou du flux solaire paraît, bien que schématique, particulièrement intéressante. Ces variations comportent en effet un terme constant et un terme fluctuant autour de cette valeur moyenne. Si le modèle est linéaire (c'est souvent le cas), il suffit de superposer à la réponse au terme moyen qui donne le comportement en régime permanent, la réponse au terme fluctuant, caractéristique du comportement cyclique, pour obtenir la réponse globale du système.

Le but principal de cet article est d'abord de présenter un modèle de complexité modérée qui rend compte de manière suffisante au niveau de la conception, du comportement thermique réel en régime variable. Il doit en particulier considérer les phénomènes de conduction au sein des parois extérieures et intérieures, et surtout les couplages entre ces phénomènes, l'air du

local, son renouvellement, les déperditions par les vitrages, les apports solaires. . .

Il est ensuite d'étudier pour différents types schématiques de locaux [appartement (A), pavillon (P), local tertiaire type mur-rideau en verre (T)], et différents cas d'isolation (isolation extérieure ou intérieure, ou absence d'isolation) la réponse à deux types de sollicitations périodiques journalières :

- variation de la température extérieure,
- variation de l'ensoleillement.

Dans chaque cas, les réactions thermiques du local seront étudiées dans deux situations de chauffage opposés :

- local à température régulée, donc à puissance de chauffage variable,
- local non régulé à puissance de chauffage constante.

L'ensemble des résultats de cet article doit permettre de préciser les paramètres importants qui caractérisent le comportement de l'unité d'habitation et qui viennent en complément des paramètres classiques du régime permanent.

L'influence de l'inertie des parois, de la place de l'isolant, des effets de couplage entre les parois extérieures et intérieures, du renouvellement d'air et des apports par les vitrages sera également soulignée.

2. DESCRIPTION DU MODELE PROPOSE

Le modèle proposé (Fig. 1) est une schématisation d'une unité d'habitation réelle comprenant les éléments suivants :

- (i) L'enveloppe du bâtiment ou parois extérieures constituées d'une structure lourde assimilée à un matériau homogène de surface S , d'épaisseur l , de conductivité thermique λ , de capacité calorifique volumique ρc et de diffusivité a . Cette structure peut

* A full English translation of this article is obtainable from the authors.

NOMENCLATURE

a	diffusivité	δ	profondeur de pénétration d'un signal périodique
B	coefficient lié aux besoins de chauffage	η, η_v	fraction de paroi ou de vitrage ensoleillée
C_p	chaleur spécifique de l'air	τ_v	coefficient de transmission des vitrages
G	coefficient de déperdition	χ	fraction du rayonnement solaire absorbée directement par l'air du local
h	coefficients globaux de transfert	φ	rayonnement solaire
H	coefficients globaux de transfert incluant éventuellement l'isolant	Θ	champ de température
k^*	conductance de la structure lourde correspondant à une épaisseur δ	θ	température
K_f^*	conductance superficielle	γ	coefficient de transfert
K^*	conductance de la structure lourde	ω	pulsation des sollicitations extérieures.
\dot{m}	débit massique		
M_a	masse de l'air du local		
P	puissance de chauffage		
R_a	taux de renouvellement d'air		
S	surface		
t	temps		
T_e	température extérieure		
V	volume de l'air du local		
x	coordonnée cartésienne.		
Symbols grecs			
α	coefficient d'absorption d'une paroi au rayonnement solaire		

Indices

**	nombre sans dimension
'	indice relatif aux parois intérieures
"	indice relatif à l'isolant
i	intérieure
e	extérieure
$-$	valeur moyenne
\sim	valeur fluctuante.

être isolée sur les faces intérieures ou extérieures par un isolant léger d'épaisseur l'' , de conductivité thermique λ'' et de capacité calorifique négligeable. Les transferts de chaleur superficiels par convection ou rayonnement vers le milieu extérieur ou l'ambiance intérieure sont stylisés avec les coefficients globaux de transfert h_e ou h_i . Le champ thermique dans cette paroi est supposé monodimensionnel et sera désigné par $\theta(x, t)$. Les singularités telles que ponts thermiques et problème d'angle ne sont pas prises en compte ici.

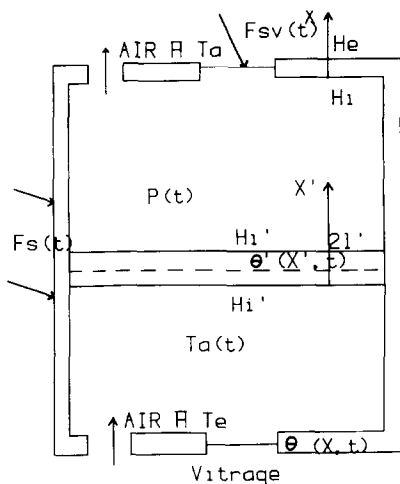


FIG. 1. Description du modèle.

(ii) Les parois intérieures (planchers, plafonds, murs de refend, ...) dont les faces sont seulement en contact avec l'ambiance intérieure sont assimilées, compte tenu de la symétrie du champ de température par rapport à leur plan médian, à une demi-paroi homogène de surface S' et d'épaisseur l' , isolée sur une face (plan médian) et en contact thermique avec l'ambiance intérieure sur l'autre face. Les transferts superficiels par conduction et rayonnement avec l'ambiance sont stylisés par un coefficient global de transfert h_i . Il convient de souligner que le couplage radiatif entre la face intérieure de l'enveloppe n'est pas pris en compte mais s'effectue indirectement par l'air du local.

(iii) L'air du local, supposé à température uniforme, de masse M_a , de chaleur spécifique C_p , se renouvelle à un débit massique noté \dot{m} (taux de renouvellement $R_a = \dot{m}/M_a$).

(iv) Les vitrages, de surface totale S_v , dont on néglige la capacité calorifique, sont le siège de transferts thermiques stylisés à l'aide d'un coefficient de transmission globale k_v . On les suppose par ailleurs parfaitement opaques dans l'infrarouge ($\lambda > 2 \mu\text{m}$) et presque transparents dans le visible (coefficient de transmission $\tau < 1$).

Le dispositif de chauffage permet de délivrer à l'intérieur du local une puissance modulable pilotée par une régulation idéalisée. Compte tenu d'éventuels apports gratuits, on désignera par $P(t)$ la puissance totale. On suppose dans cette modélisation que toute la puissance est délivrée directement à l'air du module

d'habitation; le couplage radiatif direct entre radiateurs et parois n'est donc pas ici pris en compte. Le milieu extérieur est supposé à température uniforme $T_e(t)$.

L'ensoleillement, caractérisé par une densité de flux uniforme $\varphi_s(t)$, est incident sur la face extérieure de l'enveloppe dont seule une fraction η de surface est supposée éclairée. Les apports solaires par les vitrages, dont seule une fraction de surface η_v est ensoleillée, sont supposés directement transformés en chaleur au sein de l'air de l'habitation et s'ajoutent ainsi à la puissance de chauffage et aux apports gratuits. Dans cette évaluation, une fraction $(1 - \chi)$ du rayonnement solaire qui a pénétré par les vitrages en ressort sans être absorbée.

Il s'agit là d'une stylisation un peu éloignée de la réalité mais qui a été retenue dans un but de simplicité.

3. DONNEES POUR LES APPLICATIONS

Dans les exemples qui vont suivre, nous considérerons successivement les cas où le local est non régulé ($P = \text{cste}$), puis parfaitement régulé ($\theta_a = \text{cste}$) et déterminerons le régime périodique établi pour les trois types de locaux A, P et T. Pour chacun d'eux nous pourrions envisager les possibilités suivantes :

- local non isolé avec simple vitrage (NI);
- local avec isolation intérieure et double vitrage (II);
- local avec isolation extérieure et double vitrage (IE);
- local avec parois solaires passives extérieures type mur trombe sans circulation d'air et fenêtre à double vitrage (IT).

Dans ce dernier type à parois solaires passives, l'épaisseur de la lame d'air comprise entre le vitrage et la face extérieure de la paroi a été choisie de telle manière que cette lame ait la même résistance thermique que l'isolation classique. Ce type de paroi solaire diffère donc d'une paroi avec isolation extérieure classique par le fait que le rayonnement solaire n'est pas absorbé à la surface extérieure de l'enveloppe mais à la surface de la paroi opaque protégée par la lame d'air.

Excepté dans des cas particuliers qui seront précisés, les caractéristiques communes choisies pour tous les exemples traités sont :

parois extérieures
 $\lambda = 1,4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$,
 $c\rho = 2 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$,
 $l = 0,15 \text{ m}$, $h_i = 9 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$,
 $h_e = 17 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
 isolant
 $\lambda'' = 0,05 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$,
 $c''\rho'' = 2 \times 10^4 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$, $l'' = 0,05 \text{ m}$
 parois intérieures
 $\lambda' = 1,4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$,
 $c'\rho' = 2 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$,
 $l' = 0,075 \text{ m}$, $h'_i = 8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

air du local
 $V = 200 \text{ m}^3$,
 $c_p = 1000 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$,
 $R_a = 0,7 \text{ vol h}^{-1}$
 vitrages
 simple vitrage $k_v = 5,8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
 double vitrage $k_v = 3,4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Et pour les trois types de locaux, les surfaces suivantes :

local de type A : $S = 55 \text{ m}^2$ $S' = 260 \text{ m}^2$ $S_v = 15 \text{ m}^2$

local de type P : $S = 215 \text{ m}^2$ $S' = 100 \text{ m}^2$ $S_v = 15 \text{ m}^2$

local de type T : $S = 0 \text{ m}^2$ $S' = 260 \text{ m}^2$ $S_v = 70 \text{ m}^2$.

On remarque que le local de type T est identique au local de type A pour lequel toutes les parois extérieures sont vitrées. Les différents modes d'isolation associés aux locaux de type A, P et T nous donnent les 10 combinaisons possibles A/NI, A/II, A/IE, A/IT, P/NI, P/II, P/IE, P/IT ainsi que T/NI et T/II. Ces deux derniers cas se différencient par le fait que pour T/NI, la paroi extérieure est composée d'un simple vitrage, tandis que pour T/II, elle est composée d'un double vitrage.

Dans les cas faisant apparaître les apports solaires, nous avons choisis les paramètres suivants :

- facteur de transmission des vitrages $\tau_v = 0,6$;
- facteur d'absorption des parois extérieures au rayonnement solaire dans le visible $\alpha = 0,5$;
- fraction de l'énergie solaire transmise par les vitrages, directement absorbée par l'air $\chi = 0,8$;
- fraction de l'enveloppe et des vitrages ensoleillés :

$\eta = \eta_v = 1$ pour le type A
 $\eta = \eta_v = 0,5$ pour le type P
 $\eta_v = 1$ pour le type T.

4. SOLLICITATIONS EXTERIEURES PERIODIQUES

Le modèle présenté ci-dessus nous permet d'étudier le comportement thermique du local dans le cas de sollicitations extérieures périodiques. Cette situation permet d'approcher le comportement du local aussi bien en période de chauffage d'hiver qu'en période estivale de climatisation. Elle permet en particulier de préciser la loi de puissance $P(t)$ nécessaire à la régulation thermique de l'unité d'habitation, ou bien dans les cas d'un local non régulé (puissance de chauffage constante) d'avoir accès à l'amplitude des oscillations de température d'air qui est liée à la notion de confort.

On considérera deux sortes de sollicitations.

(i) D'une part, la température extérieure (Fig. 2) qui fluctue sinusoidalement autour d'une valeur moyenne \bar{T}_e prise égale à 5°C , avec une amplitude $\delta\bar{T}_e$ de 5°C et une période de 24 h. On écrit donc $T_e = \bar{T}_e + \delta\bar{T}_e$ avec

$$\bar{T}_e = \delta\bar{T}_e \cos \frac{2\pi(t-15)}{\tau}$$

cette température atteignant son maximum à 15 h.

Par commodité pour les calculs, le terme \bar{T}_e peut aussi

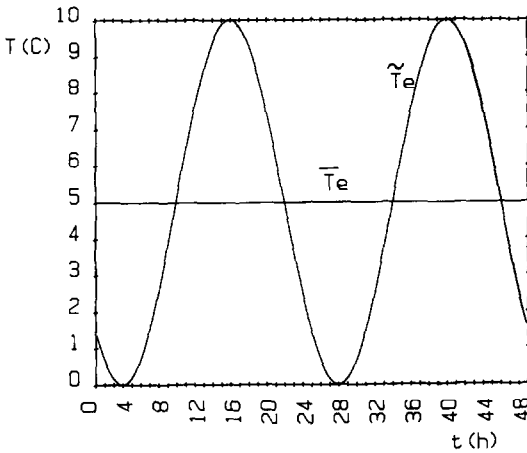


FIG. 2. Sollicitations extérieures : température extérieure.

se mettre sous la forme :

$$\tilde{T} = \delta \tilde{T}_e \left[\cos \frac{4\pi}{\tau} \cos \frac{2\pi(t-13)}{\tau} + \sin \frac{4\pi}{\tau} \sin \frac{2\pi(t-13)}{\tau} \right]$$

(ii) D'autre part, un flux solaire (Fig. 3) qui est représenté classiquement par la fonction

$$\varphi_s = \varphi_m \cos \frac{3\pi(t-13)}{\tau}, \quad t \in \left[13 - \frac{\tau}{6}; 13 + \frac{\tau}{6} \right]$$

$$\varphi_s = 0, \quad t \in \left[0; 13 - \frac{\tau}{6} \right] \text{ et } t \in \left[13 + \frac{\tau}{6}; 24 \right].$$

Son maximum est centré sur 13 h.

Nous prenons donc en compte un déphasage de deux heures entre le maximum d'ensoleillement et le maximum de température extérieure. Pour les besoins du calcul, nous utiliserons le développement de Fourier de φ_s :

$$\varphi_s = \bar{\varphi}_s + \tilde{\varphi}_s.$$

Avec le flux solaire moyen journalier

$$\bar{\varphi}_s = \frac{2\varphi_m}{3\pi}$$

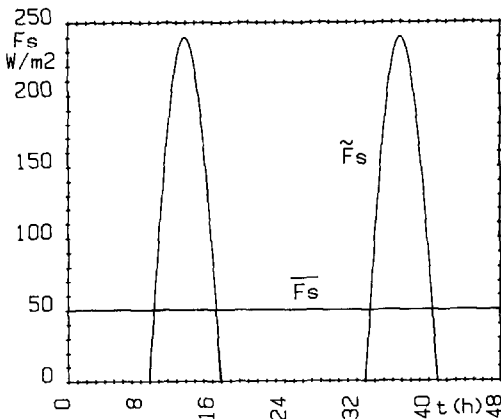


FIG. 3. Sollicitations extérieures : flux solaire.

et le terme fluctuant

$$\tilde{\varphi}_s = \sum_{n=1}^{\infty} \varphi^{(n)} \cos \frac{2n\pi(t-13)}{\tau}$$

où $\varphi^{(n)}$ la $(n-1)$ ième harmonique s'écrit :

$$\varphi^{(n)} = 18\bar{\varphi}_s \frac{\cos(n\pi/3)}{(9-4n^2)}.$$

En pratique, seules les 10 premières harmoniques seront utilisées pour modéliser le flux solaire.

Le flux solaire moyen journalier sera pris égal à 50 W m^{-2} , ce qui correspond à un maximum d'ensoleillement de 240 W m^{-2} donc à une journée d'hiver moyennement ensoleillée.

5. MISE EN EQUATION

Le champ de température $\Theta(M, t)$ dans l'ensemble de l'unité d'habitation prend donc la détermination $\theta(x, t)$ dans l'enveloppe extérieure non ensoleillée et $\theta_s(x, t)$ dans la partie ensoleillée; la détermination $\theta'(x', t)$ dans les parois intérieures et $\theta_a(t)$ pour l'air du local. Il est solution d'un ensemble d'équations aux dérivées partielles linéaires et couplées suivantes :

- les équations de la conduction dans les parois extérieures ensoleillées (\mathcal{E}_s)
- les équations de la conduction dans les parois extérieures non ensoleillées (\mathcal{E})
- les équations de la conduction dans les parois intérieures (\mathcal{E}')
- le bilan énergétique dans l'air du local (\mathcal{A}).

$$\mathcal{E} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 \theta(x, t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t} = 0 \\ -\lambda \left[\frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \right]_{x=0} = H_i [\theta_a(t) - \theta(0, t)] \\ -\lambda \left[\frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \right]_{x=l} = H_e [\theta(l, t) - T_e(t)] \end{array} \right.$$

$$\mathcal{E}_s \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 \theta_s(x, t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial \theta_s(x, t)}{\partial t} = 0 \\ -\lambda \left[\frac{\partial \theta_s(x, t)}{\partial x} \right]_{x=0} = H_i [\theta_a(t) - \theta_s(0, t)] \\ -\lambda \left[\frac{\partial \theta_s(x, t)}{\partial x} \right]_{x=l} = H_e [\theta_s(l, t) - T_e(t)] - \alpha_s \varphi_s(t) \end{array} \right.$$

$$\mathcal{E}' \left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{\partial^2 \theta'(x', t)}{\partial x'^2} \right]_{x'=0} - \frac{1}{a} \frac{\partial \theta'(x', t)}{\partial t} = 0 \\ -\lambda' \left[\frac{\partial \theta'(x', t)}{\partial x'} \right]_{x'=0} = h'_i [\theta_a(t) - \theta'_x(0, t)] \\ -\lambda' \left[\frac{\partial \theta'(x', t)}{\partial x'} \right]_{x'=l'} = 0 \end{array} \right.$$

$$\mathcal{A} \left\{ \begin{aligned} P(t) &= M_a C_p \frac{\partial \theta_a(t)}{\partial t} \\ &+ (\dot{m} c_p + k_v S_v) [\theta_a(t) - T_e(t)] \\ &+ (1 - \eta) H_i S [\theta_a(t) - \theta(0, t)] \\ &+ \eta H_i S [\theta_a(t) - \theta_s(0, t)] \\ &+ h_i S' [\theta_a(t) - \theta'(0, t)] \\ &- \chi \eta_v \tau_v S_v \varphi_s(t). \end{aligned} \right.$$

Dans ces équations, l'isolant est assimilé à une résistance pure. H_i et H_e sont alors les coefficients de transfert globaux compte tenu de la présence éventuelle de l'isolant sur la face intérieure ou extérieure de l'enveloppe

$$\frac{1}{H_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{l''}{\lambda''} \quad \text{ou} \quad \frac{1}{H_e} = \frac{1}{h_e} + \frac{l''}{\lambda''}.$$

Dans les exemples traités par la suite, cette approximation est justifiée à 10^{-4} près.

Le coefficient α_s , caractéristique de l'absorption solaire par l'enveloppe de l'habitation, prend la valeur α (coefficient d'absorption du revêtement extérieur de l'enveloppe) dans le cas d'une isolation intérieure ou d'une paroi solaire type mur Trombe et la valeur $\alpha H_e/h_e$ pour une isolation extérieure classique.

6. PARAMETRES PRINCIPAUX CARACTERISANT LE COMPORTEMENT THERMIQUE

L'étude de la réponse de l'unité d'habitation à ces deux types de sollicitations extérieures périodiques permet de dégager les paramètres principaux caractérisant son comportement thermique. Il suffit pour cela de considérer successivement les deux composantes moyenne $\bar{\Theta}$ et périodique $\tilde{\Theta}$ du champ de température $\Theta(M, t)$ dans l'ensemble du local en régime établi.

6.1. Paramètres liés au champ moyen $\bar{\Theta}(M)$

Ce champ prend la détermination $\bar{\theta}(x)$ ou $\bar{\theta}_s(x)$ dans les parois extérieures non ensoleillées ou ensoleillées et $\bar{\theta}_a$ pour l'air du local. Pour les parois intérieures, ce champ moyen est uniforme et indentique à $\bar{\theta}_a$, il n'intervient donc pas dans les calculs.

L'ensemble des équations adimensionnelles et couplées dont $\bar{\Theta}(M)$ est solution s'écrit :

$$\mathcal{C} \left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{\theta}^*}{\partial x^{*2}} &= 0 \\ -\frac{\partial \bar{\theta}^*}{\partial x^*} \Big|_{x^*=0} &= B_i [\bar{\theta}_a^* - \bar{\theta}^*(0)] \\ -\frac{\partial \bar{\theta}^*}{\partial x^*} \Big|_{x^*=1} &= B_e [\bar{\theta}^*(1) - \bar{T}_e^*] \end{aligned} \right.$$

$$\mathcal{C}_s \left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{\theta}_s^*}{\partial x^{*2}} &= 0 \\ -\frac{\partial \bar{\theta}_s^*}{\partial x^*} \Big|_{x^*=0} &= B_i [\bar{\theta}_a^* - \bar{\theta}_s^*(0)] \\ -\frac{\partial \bar{\theta}_s^*}{\partial x^*} \Big|_{x^*=1} &= B_e [\bar{\theta}_s^*(1) - \bar{T}_e^*] - \frac{H_e}{h_e} \frac{\bar{\varphi}_s^*}{\eta K^*} \end{aligned} \right.$$

$$\mathcal{A} \left\{ \begin{aligned} \bar{P}^* + \bar{\varphi}_{sv}^* &= 1 + \eta K_i^* [\bar{\theta}_a^* - \bar{\theta}^*(0)] \\ &+ (1 - \eta) K_i^* [\bar{\theta}_a^* - \bar{\theta}^*(0)]. \end{aligned} \right.$$

Dans ce système où $x^* = x/l$, $\bar{\theta}^* = \bar{\theta}/\Delta T$, $\Delta T = \bar{\theta}_a - \bar{T}_e$ apparaissent les groupements adimensionnels classiques caractérisant le comportement moyen (régime permanent).

Ces paramètres sont :

— les nombres de Biot équivalent

$$B_e = \frac{H_e l}{\lambda}, \quad B_i = \frac{H_i l}{\lambda}$$

qui caractérisent les transferts superficiels sur les faces externe et interne de la paroi à travers la couche limite et l'isolant éventuel ;

— la conductance superficielle interne K_i^* et la conductance de la structure lourde extérieure K^* rapportées à la conductance par renouvellement d'air et vitrage

$$K_i^* = \frac{H_i S}{\dot{m} c_p + k_v S_v}, \quad K^* = \frac{\lambda S/l}{\dot{m} c_p + k_v S_v};$$

— les puissances solaires externe et interne rapportées aux déperditions par renouvellement d'air et vitrage

$$\bar{\varphi}_s^* = \frac{\alpha \eta S \bar{\varphi}_s}{(\dot{m} c_p + k_v S_v) \Delta T}$$

$$\bar{\theta}_{sv}^* = \frac{\chi \eta_v \tau_v S_v \bar{\varphi}_s}{(\dot{m} c_p + k_v S_v) \Delta T}$$

6.2. Paramètres liés au champ périodique $\tilde{\Theta}(M, t)$

Ils se déduisent de la présentation adimensionnelle des équations régissant $\tilde{\Theta}(M, t)$. Ce champ prend la détermination $\tilde{\theta}_s(x, t)$ et $\tilde{\theta}(x, t)$ dans les parois ensoleillées et non ensoleillées de l'enveloppe, $\tilde{\theta}(x', t)$ dans les parois intérieures, et enfin $\tilde{\theta}_a(t)$ dans l'air du local. On utilisera ici des grandeurs complexes dont la partie réelle s'identifie aux grandeurs périodiques réelles. On écrira en particulier

$$\tilde{P}(t) = \text{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} P^{(n)} e^{jn\omega(t-1.3)} \right] \quad (j = \sqrt{-1})$$

$$\tilde{H}(M, t) = \text{Re} \left[\sum_{n=1}^{\infty} \Theta^{(n)}(M) e^{jn\omega(t-1.3)} \right]$$

où $P^{(n)}$ et $\Theta^{(n)}(M)$ représentent les amplitudes complexes relatives au $(n-1)$ ième harmonique de \tilde{P} et de $\tilde{\Theta}$. Il est clair que dans ces développements, c'est le fondamental qui joue le rôle essentiel.

Les amplitudes complexes sont solutions des systèmes adimensionnés :

$$\mathcal{C}_S^{*(n)} \begin{cases} \frac{d^2}{dx^{*+2}} \theta_S^{*(n)}(x^+) - (1+j)^2 n \theta_S^{*(n)}(x^+) = 0 \\ - \left[\frac{d}{dx^+} \theta_S^{*(n)}(0) \right]_{x^+=0} = \gamma_i [\theta_a^{*(n)} - \theta_S^{*(n)}(0)] \\ - \left[\frac{d}{dx^+} \theta_S^{*(n)}(l^+) \right]_{x^+=l^+} = \gamma_e [\theta_S^{*(n)} - \delta T_e^{*(n)}] \\ - \frac{H_e}{h_e} \frac{\phi_S^{*(n)}}{\eta k^*} \end{cases}$$

$\mathcal{C}_S^{*(n)}$ {Système identique à $\mathcal{C}_S^{*(n)}$ mais dans lequel $\phi_S^{*(n)} = 0$ et l'indice S est supprimé.

$$\mathcal{C}'^{*(n)} \begin{cases} \frac{d^2 \theta'^*(n)}{dx'^{*+2}} - (1+j)n \theta'^*(n) = 0 \\ - \left(\frac{d\theta'^*(n)}{dx'^+} \right)_{x'^+=0} = \gamma_i [\theta_a^{*(n)} - \theta'^*(n)(0)] \\ \left(\frac{d\theta'^*(n)}{dx'^+} \right)_{x'^+=l'^+} = l'^+ = 0. \end{cases}$$

$$\mathcal{A}^{*(n)} \begin{cases} P^{*(n)} = jnC_a^* \theta_a^{*(n)} + [\theta_a^{*(n)} - \delta T_e^{*(n)}] \\ \quad + \eta K_i^* [\theta_a^{*(n)} - \theta_S^{*(n)}(0)] \\ \quad + (1-n)K_i^* [\theta_a^{*(n)} - \theta'^*(n)(0)] \\ \quad + K_i'^* [\theta_a^{*(n)} - \theta'^*(n)(0)] - \phi_{SV}^{*(n)}. \end{cases}$$

Dans ces systèmes deux longueurs de référence $\delta = \sqrt{2a/\omega}$ et $\delta' = \sqrt{2a'/\omega}$ (ω est la pulsation du fondamental) caractérisent la profondeur de pénétration du signal périodique dans chaque paroi extérieure ou intérieure. Elles se substituent à l et l' pour adimensionner les équations. On a

$$x^+ = \frac{x}{\delta}, \quad l^+ = \frac{l}{\delta}, \quad x'^+ = \frac{x'}{\delta'}, \quad l'^+ = \frac{l'}{\delta'}.$$

De nouveaux nombres de Biot

$$\gamma_e = \frac{H_e \delta}{\lambda}, \quad c_i = \frac{H_i \delta}{\lambda} \quad \text{et} \quad \gamma_i' = \frac{H_i' \delta'}{\lambda'}$$

apparaissent. Ils caractérisent en régime périodique les transferts superficiels (rapport de la conductance superficielle à celle d'un élément de paroi d'épaisseur δ). Ils vont jouer un rôle très important.

De même apparaissent les conductances superficielles internes réduites des parois intérieures et extérieures

$$K_i^* = \frac{h_i' S'}{\dot{m} C_p + k_v S_v} \quad \text{et} \quad K_i^* = \frac{H_i S}{\dot{m} C_p + k_v S_v}$$

et la conductance réduite k^* de la partie de la structure lourde correspondant à la profondeur δ

$$k^* = \frac{l}{\delta} K^* = \frac{\lambda S / \delta}{\dot{m} C_p + k_v S_v}.$$

Enfin, les autres paramètres adimensionnels sont définis par :

$$\theta^* = \frac{\theta}{\Delta T}, \quad P^{*(n)} = \frac{P^{(n)}}{(\dot{m} C_p + k_v S_v) \Delta T},$$

$$C_a^* = \frac{M C_p \omega}{\dot{m} C_p + k_v S_v} \phi_{SV}^{*(n)} = \frac{\chi \eta_v \tau_v S_v \rho^{(n)}}{(\dot{m} C_p + k_v S_v) \Delta T}.$$

On peut noter que ces systèmes d'équations se simplifient dans les deux cas particuliers suivants :

— Local régulé $\bar{\theta}_a = \bar{\theta}' = 0$.

Le système \mathcal{C}' disparaît et les systèmes \mathcal{C}_S et \mathcal{C} se découplent. La puissance de chauffage est donnée par

$$P^{*(n)} = -\delta T_e^{*(n)} - \eta K_i^* \theta_S^{*(n)}(0) - (1-\eta) K_i^* \theta_{(0)}^{*(n)} - \phi_{SV}^{*(n)}$$

— Local non régulé à puissance constante. Les couplages entre paroi ensoleillée, paroi non ensoleillée et paroi intérieure subsistent, mais dans l'équation de couplage $P^{*(n)} = 0$.

7. ETUDE DES TERMES MOYENS DES SOLUTIONS—CAS REGULE ET CAS NON REGULE

Pour les types d'applications sus-citées, l'étude du terme moyen et du terme fluctuant des solutions se fait séparément. Dans le cas non régulé, ($P = \text{cste}$) $\theta_a = \bar{\theta}_a + \tilde{\theta}_a$, alors que dans le cas parfaitement régulé, la température intérieure du local est maintenue constante et égale à $\bar{\theta}_a$ tandis que la puissance de chauffage est périodique, de la forme $P = \bar{P} + \tilde{P}$. (Figs. 4 et 5.)

Compte tenu des équations et contraintes régissant les termes moyens des solutions cherchées, l'expression analytique de la puissance moyenne de chauffage s'écrit :

$$\bar{P}^* = \left[1 + \frac{K^*}{1 + \frac{1}{Bi} + \frac{1}{Be}} \right] - \left[\bar{\phi}_{S_v}^* + \frac{\bar{\phi}_S^*}{\left(\frac{1}{Bi} + \frac{1}{Be} + 1 \right) Be^*} \right] \quad (1)$$

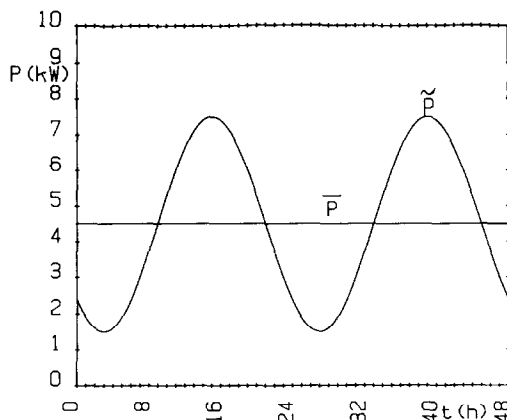


FIG. 4. Courbe de puissance. Cas régulé, $T_a = \text{cste}$, $P = \bar{P} + \tilde{P}$.

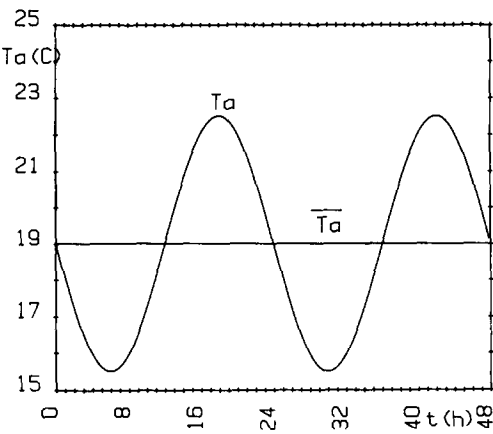


FIG. 5. Courbe de température. Cas non régulé, $P = \text{cste}$, $T_a = \bar{T}_a + \tilde{T}_a$.

B_e^* prend la détermination $h_e l / \lambda$ pour l'isolation intérieure et l'isolation extérieure, et $H_e l / \lambda$ pour le cas d'une paroi solaire type Trombe non ventilée.

Dans le cas où il n'y a pas d'apport solaire, la puissance moyenne fait apparaître un coefficient classique de déperdition G

$$\bar{P}^* = \frac{GV\Delta T}{P_0} \quad \text{avec} \quad P_0 = (\dot{m}C_p + k_v S_v)\Delta T.$$

Dans ce cas,

$$G = \frac{P_0}{V\Delta T} \left[1 + \frac{K^*}{1 + \frac{1}{B_i} + \frac{1}{B_e}} \right].$$

Quand on considère l'ensoleillement, on introduit un nouveau coefficient lié aux besoins de chauffage B défini tel que

$$\bar{P}^* = \frac{BV\Delta T}{P_0}.$$

Dans ce cas, B s'écrit en fonction de G :

$$B = G - \frac{P_0}{V\Delta T} \left[\bar{\varphi}_{S_v}^* + \frac{\bar{\varphi}_s^*}{\left(1 + \frac{1}{B_i} + \frac{1}{B_e}\right) B_e^*} \right].$$

Pour les cas étudiés, nous avons porté les différentes valeurs de G et de B dans le tableau suivant. Leurs valeurs reflètent les déperditions dans les types de locaux envisagés.

Cette puissance moyenne est un paramètre important puisque c'est elle qui fixe seule l'énergie dépensée non seulement dans le cas non régulé, mais

aussi dans le cas régulé. En effet, la contribution des termes fluctuants est nulle sur une période.

La puissance moyenne de chauffage est calculée telle que la température de l'air de l'unité d'habitation soit maintenue à valeur moyenne de 19°C pour une température extérieure moyenne de 5°C et un flux solaire moyen journalier, quand il est considéré, de 50 W m⁻².

Ainsi, dans le cas non régulé, le calcul de cette puissance moyenne donne accès à la puissance constante dissipée qui maintient la température intérieure de l'habitation autour de la valeur moyenne 19°C. Et dans le cas régulé, ce calcul donne la valeur moyenne autour de laquelle la puissance de chauffage oscille pour maintenir constante et égale à 19°C la température de l'air du local.

Les résultats [2] montrent que les pertes se font essentiellement par les parois extérieures dans les cas ANI et PNI, puis par les vitrages et le renouvellement. Par contre, dans les cas AII et AIE, chacune de ces pertes est à peu près équivalente, tandis que dans les cas PII et PIE, les pertes par les parois extérieures restent prédominantes. Pour les locaux de type T, les pertes se font en grande partie par les parois vitrées et ce avec ou sans double vitrage.

Avec ou en l'absence d'ensoleillement, les isolations IE et II sont identiques au niveau du terme moyen de la puissance; il n'en n'est pas de même pour l'isolation avec parois solaires de type IT. Si cette dernière est semblable à l'isolation extérieure en l'absence d'ensoleillement, elle est nettement plus avantageuse dans le cas contraire. En effet, les apports solaires sur l'enveloppe sont plus importants avec les parois solaires IT qu'avec une isolation extérieure classique. Le flux solaire est absorbé au sein de l'enveloppe sur la face opaque et non sur sa surface extérieure, comme pour l'isolation IE, ce qui augmente la température équivalente de la paroi, et donc limite les pertes. Entre paroi avec isolation extérieure IE et paroi solaire IT, les apports solaires par les parois extérieures sont 18 fois plus importants pour le deuxième cas, ce qui correspond au terme $(h_e + 1)$.

8. ETUDE DES TERMES FLUCTUANTS—CAS DES LOCAUX PARFAITEMENT REGULES

La température de l'air du local maintenue à une valeur constante, les parois intérieures à cette même température ne jouent aucun rôle: le système est découplé.

La puissance de chauffage s'exprime sous la forme:

$$P^* = \bar{P}^* + \tilde{P}^*$$

Tableau 1.

Cas	ANI	AII	AIE/AIT	TNI	TII	PNI	PII	PIE/PIT
G	1,66	0,70	0,70	2,26	1,43	4,54	1,33	1,33
B	1,42	0,55	0,55	1,64	0,80	4,28	1,22	1,22

avec

$$\tilde{P}^* = \sum_{n=1}^{\infty} [\operatorname{Re}(P_1^{(n)*}) + \operatorname{Im}(P_2^{(n)*})] \cos 2\pi n t / \tau \\ + [\operatorname{Re}(P_2^{(n)*}) - \operatorname{Im}(P_1^{(n)*})] \sin 2\pi n t / \tau$$

et

$$P_1^{(n)*} = \delta T_e^{(n)*} \cos(4\pi/\tau) \cdot F^{(n)} - \varphi_{sv}^{(n)*} - \varphi_s^{(n)*} G^{(n)} \\ P_2^{(n)*} = \delta T_e^{(n)*} \sin(4\pi/\tau) F^{(n)}$$

$G^{(n)}$ et $F^{(n)}$ étant des fonctions adimensionnées des paramètres γ_i/\sqrt{n} ; γ_e/\sqrt{n} , $\beta\sqrt{n}$ et K_i^* pour $F^{(n)}$ seulement.

Soit

$$F^{(n)} = \left[1 + \frac{(1+j)\sqrt{n}}{-\gamma_i} \frac{K_i^*}{\left(\frac{2n}{\gamma_i\gamma_e} + 1\right) \sinh[(j+1)\beta\sqrt{n}] + \left(\frac{\sqrt{n}}{\gamma_i} + \frac{\sqrt{n}}{\gamma_e}\right)(j+1) \cosh[(j+1)\beta\sqrt{n}]} \right]$$

et

$$G^{(n)} = \frac{(j+1)\sqrt{n}}{\gamma_e} \frac{1}{\left(\frac{2n}{\gamma_i\gamma_e} + 1\right) \sinh[(j+1)\beta\sqrt{n}] + \left(\frac{\sqrt{n}}{\gamma_i} + \frac{\sqrt{n}}{\gamma_e}\right)(j+1) \cosh[(j+1)\beta\sqrt{n}]}$$

avec $\gamma_e = H_e \delta / \lambda$ pour l'isolation type Trombe et $\gamma_e = h_e \delta / \lambda$ dans les autres cas.

La puissance de chauffage (terme moyen + terme fluctuant) est représentée sur les Figs. 6 et 7. La diminution du renouvellement d'air (R.A.) entraîne une baisse du niveau moyen des courbes de puissance, mais pas de modification notable dans leur allure pour les cas A/NI et P/NI. Par contre, dans les cas isolés II ou IE, on constate un amortissement des fluctuations quand le renouvellement d'air diminue. Le rôle de filtre thermique joué par les parois est de plus en plus marqué.

On peut noter que l'amortissement en l'absence de

renouvellement d'air est, relativement, beaucoup plus important pour un local de type A pour lequel les parois extérieures ont une surface très inférieure à la surface des parois intérieures que pour un local de type P où c'est la surface des parois extérieures qui prédomine. L'amplitude des fluctuations de la puissance de chauffage relative à la puissance moyenne décroît lorsque le paramètre K_i^* augmente.

On remarquera que les deux types d'isolation II et IE ne se différencient guère en l'absence d'ensoleillement (Figs. 6 et 7) ou avec les apports solaires (Fig. 8) et ce, quel que soit le type de local considéré. Par contre, on

notera l'avantage évident des parois solaires (IT) en période de chauffage hiver (Fig. 9). Pour ce type de parois IT, les apports solaires entraînent, par rapport à l'isolation IE, une baisse notable du niveau moyen de la puissance de chauffage mais une augmentation de l'amplitude des fluctuations de la courbe de puissance.

Enfin, dans le cas présenté PIT, on note de 13 h à 17 h 30 des valeurs négatives de la puissance de chauffage. Elles correspondent en réalité à un besoin de climatisation pendant cette période pour maintenir la température du local à 19°C. Ainsi, une paroi solaire IT est nettement plus favorable en hiver mais dans

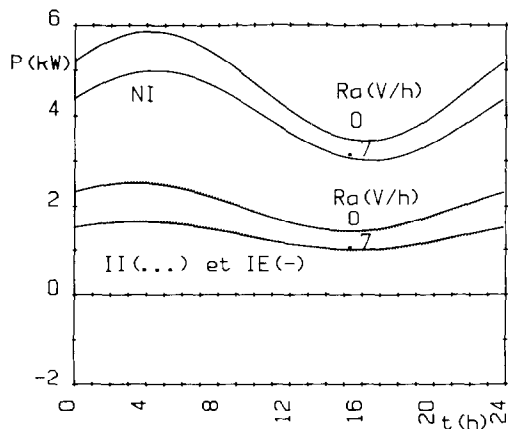


FIG. 6. Courbes de puissance (Local A), influence du renouvellement d'air et de la place de l'isolant—cas non ensoleillé.

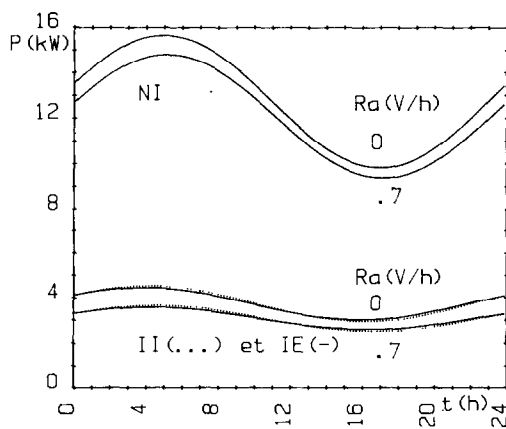


FIG. 7. Courbes de puissance (Local P), influence du renouvellement d'air et de la place de l'isolant—cas non ensoleillé.

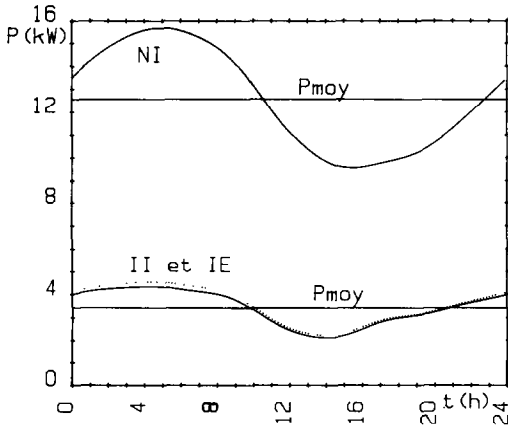


FIG. 8. Courbe de puissance (Local P), influence de la place de l'isolant — cas ensoleillé.

l'hypothèse d'une climatisation d'été ($P < 0$), l'isolation IE serait par contre plus intéressante puisque nécessitant une puissance de réfrigération plus faible.

9. ETUDE DES TERMES FLUCTUANTS. CAS DES LOCAUX NON REGULES

Ce cas qui pourrait être celui d'une maison solaire (système passif) est plus complexe à traiter car les phénomènes de transfert au niveau de l'air du local, des parois intérieures et extérieures restent couplés. En fonction des sollicitations externes, les parois intérieures et extérieures stockent et déstockent de la chaleur. L'ensemble des températures varie, l'amplitude de ces variations, et notamment celle de la température de l'air, est directement liée à la notion de confort. Plus celle-ci sera faible, plus le local sera confortable.

9.1. Etude des termes fluctuants

La puissance de chauffage étant à une valeur constante \bar{P} , la température de l'air du local fluctue; elle

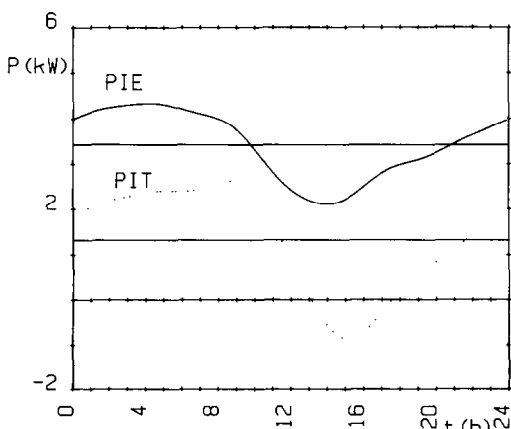


FIG. 9. Courbe de puissance (Local P), comparaison entre les isolations IE et IT — cas ensoleillé.

se met sous la forme $\theta_a^* = \bar{\theta}_a^* + \tilde{\theta}_a^*$. L'étude du terme fluctuant a montré que ce dernier s'écrit :

$$\tilde{\theta}_a^* = \sum_{n=1}^{\infty} [\operatorname{Re}(\theta_{a1}^{(n)*}) + \operatorname{Im}(\theta_{a2}^{(n)*})] \cos(2\pi n t / \tau) + [\operatorname{Re}(\theta_{a2}^{(n)*}) - \operatorname{Im}(\theta_{a1}^{(n)*})] \sin(2\pi n t / \tau)$$

avec

$$\theta_{a1}^{(n)*} = \left[1 + \frac{K_i^* \sqrt{n}}{\gamma_i} L^{(n)} \cos(4\pi/\tau) \cdot \delta T_e^{(n)*} + (\varphi_{sv}^{(n)*} + \frac{\sqrt{n}}{\gamma_e^*} \varphi_s^{(n)*} L^{(n)}) \right] / N^{(n)*}$$

$$\theta_{a2}^{(n)*} = \left[1 + K_i^* \frac{\sqrt{n}}{\gamma_i} L^{(n)} \sin(4\pi/\tau) \cdot \delta T_e^{(n)*} \right] / N^{(n)*}$$

Dans ces expressions, la fonction $L^{(n)}$ est une fonction adimensionnée des mêmes groupements γ_i/\sqrt{n} ; γ_e/\sqrt{n} , $\beta\sqrt{n}$ que pour le local régulé.

Par contre, la fonction $N^{(n)}$ qui s'écrit :

$$N^{(n)} = 1 + jCa^* + K_i^* G(\beta\sqrt{n}, \gamma_i/\sqrt{n}, \gamma_e/\sqrt{n}) + K_i^* H(\beta'\sqrt{n}, \gamma_i'/\sqrt{n})$$

dépend en plus des nouveaux groupements

$$\gamma_i' = h_i \delta' / \lambda' \quad \text{et} \quad K_i' = h_i \delta' / (\dot{m} C_p + k_v S_v)$$

caractéristiques du couplage avec les parois intérieures, et du paramètre Ca^* très souvent négligeable.

Les Figs. 10–13 donnent l'évolution de la température d'air pour chaque type de local A ou P, en l'absence ou en présence de rayonnement solaire. On constate que pour un renouvellement d'air et un flux solaire donnés, les courbes de température sont les plus amorties dans les cas IE et les moins amorties dans le cas NI, le cas II étant intermédiaire. En effet, c'est dans le cas IE que les parois extérieures stockent et déstockent le plus d'énergie et jouent donc le rôle régulateur le plus important. Pour un local de type A non ensoleillé (Fig. 10), les deux cas IE et II ne se différencient que très peu ;

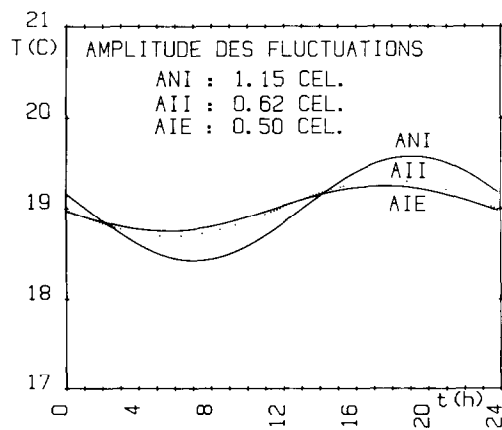


FIG. 10. Courbes de température (Local A), influence de l'isolation sur l'amplitude des fluctuations de l'air du local — cas non ensoleillé.

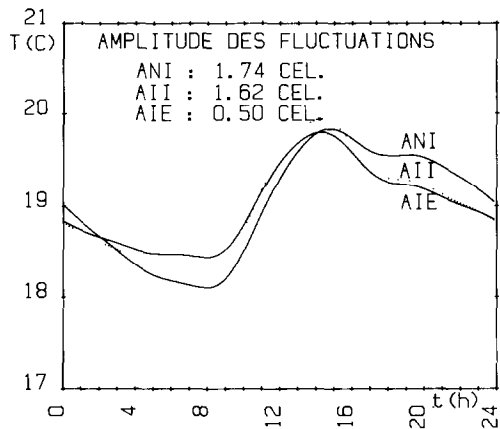


FIG. 11. Courbes de température (Local A)—cas ensoleillé.

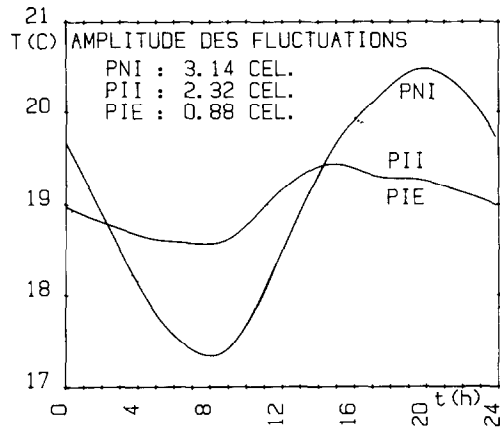


FIG. 13. Courbes de température (Local P)—cas ensoleillé.

il n'en est pas de même pour le local de type P (Fig. 12). Ceci est lié au fait que pour le local A, les parois intérieures ont un poids très supérieur à celui des parois extérieures, ce qui atténue l'influence de ces dernières, donc de la place de l'isolant. Pour le local de type P qui a une surface de parois extérieures faible, les oscillations sont plus fortes que pour le local A, et cela quel que soit le mode d'isolation.

Enfin, si en l'absence d'ensoleillement les fluctuations de la température du local T sont sensiblement les mêmes que celles du local A, au déphasage près, il en est tout autrement lorsqu'on a des apports solaires (Fig. 14). Dans ce type de local T, où toutes les parois extérieures sont vitrées, nous avons un apport important d'énergie solaire et donc de fortes variations de la température du local en période d'ensoleillement; le rôle de régulateur thermique joué par les parois intérieures n'étant pas suffisant pour absorber ce surplus spontané d'énergie.

Si l'on compare l'isolation extérieure classique avec la paroi solaire passive (Fig. 15), on constate que pour un local donné, en l'occurrence celui de type P, les fluctuations de la température de l'air sont plus

prononcées dans le cas PIT que pour le cas PIE, les apports solaires par les parois extérieures étant plus importants dans le premier cas.

Pour conclure ce paragraphe, on notera que l'isolation extérieure est avantageuse pour le confort thermique d'un local non régulé car c'est dans ce cas que les variations de température sont les plus faibles. Cette remarque reste valable pour la période estivale de non-chauffage d'un local non climatisé. Si l'isolation IT est avantageuse au niveau de la consommation d'énergie, elle ne l'est plus pour le confort thermique d'un local non régulé. Mais il est possible d'améliorer le confort thermique d'un local, avec une isolation donnée, en jouant sur l'épaisseur des parois tant intérieures qu'extérieures, et c'est ce que nous nous proposons d'étudier dans les paragraphes suivants.

9.2. Rôle l'épaisseur des murs sur la notion de confort

Le but de cette recherche est de déterminer les épaisseurs optimales des parois intérieures et extérieures pour avoir un confort thermique maximum, c'est-à-dire les plus faibles variations de la température de l'air du local.

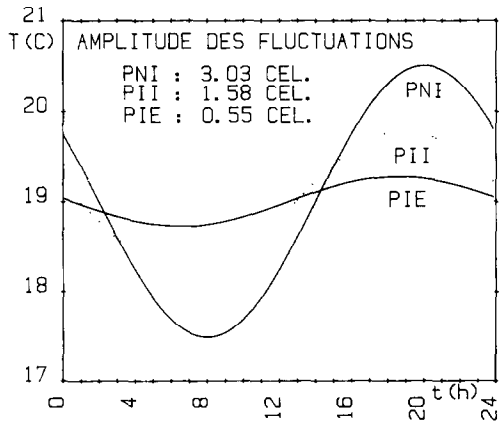


FIG. 12. Courbes de température (Local P)—cas non ensoleillé.

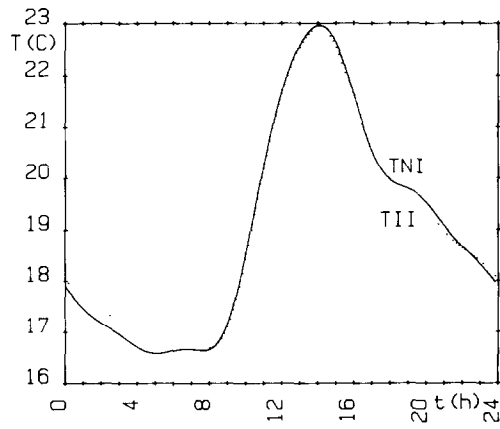


FIG. 14. Courbes de température (Local T)—cas ensoleillé.

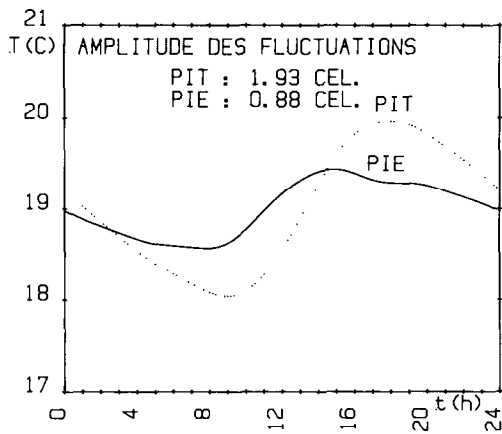


FIG. 15. Courbes de température (Local P)—comparaison entre les isolations IE et IT dans le cas ensoleillé.

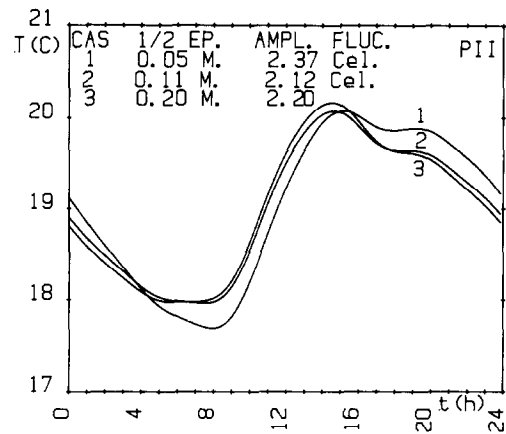


FIG. 17. Courbes de température (Local P), influence de l'épaisseur des parois intérieures—cas ensoleillé.

9.2.1. *Rôle l'épaisseur des murs intérieurs.* L'épaisseur des parois intérieures influe sur les variations de la température de l'air. Pour démonstration, nous choisissons le cas de l'isolation intérieure pour accroître l'influence relative des parois intérieures sur les murs extérieurs. Les résultats seraient identiques avec l'isolation extérieure, mais moins marqués.

Les Figs. 16–18 représentent les courbes de température de l'air du local pour les trois cas A/II, P/II et T/II et pour différentes épaisseurs de la paroi intérieure. On constate qu'il existe une épaisseur optimale pour laquelle on obtient le plus grand confort. Quel que soit le type de local, cette épaisseur est $l'_{op} = 0,11$ m. Ce résultat est tout à fait conforme à des travaux antérieurs sur le stockage périodique de chaleur dans une paroi [3] et qui avait montré que l'énergie stockée était maximale pour une valeur particulière de l'épaisseur. Celle-ci ne dépend que de la grandeur caractéristique et du paramètre de transfert superficiel $\gamma'_i = h'_i \delta / \lambda'$. Pour une période de 24 h, un coefficient $h'_i = 8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ et une paroi de même diffusivité α' , on trouve la valeur $l'_{op} = 0,11$ m.

On peut noter qu'une même variation de l'épaisseur du mur intérieur influe plus sur les variations de la température de l'air pour un local de type T que pour un local de type P, le local A étant un des cas intermédiaire proche de celui du local T. En effet, pour une même variation de l'épaisseur du mur intérieur de $l'_{op} = 0,11$ m à $l' < 0,05$ m, on constate une augmentation relative de l'amplitude des fluctuations de 17,7% pour le cas TII, 15,8% pour AII, et seulement 12,8% pour PII.

Il convient cependant de souligner que l'atténuation de la fluctuation de température n'est pas très forte lorsqu'on choisit cette valeur optimale $l'_{op} = 0,11$ m. Ceci résulte de la médiocrité des échanges superficiels, le terme γ'_i est trop faible et l'on ne profite pas pleinement des capacités de stockage des parois intérieures. Pour améliorer cette situation, on aurait intérêt, dans le cas de systèmes passifs, à privilégier les systèmes double paroi intérieure (murs, plafond, plancher) avec circulation forcée de l'air en double paroi et un coefficient d'échange plus grand.

Dans le même but, on peut aussi penser à augmenter artificiellement le coefficient h'_i en augmentant la surface

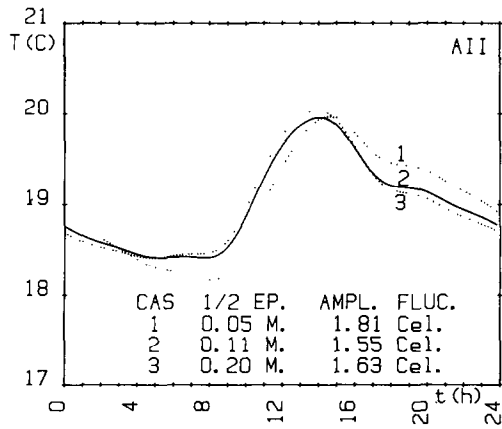


FIG. 16. Courbes de température (Local A), influence de l'épaisseur des parois intérieures—cas ensoleillé.

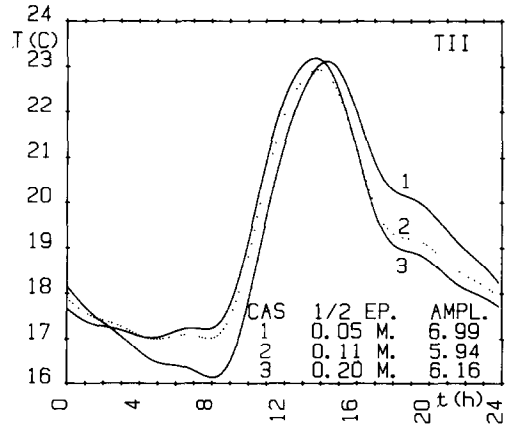


FIG. 18. Courbes de température (Local T), influence de l'épaisseur des parois intérieures—cas ensoleillé.

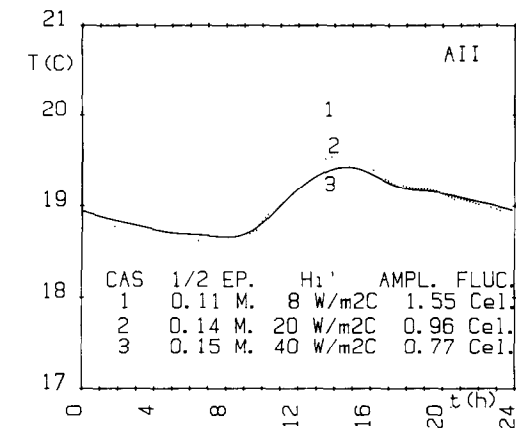


FIG. 19. Courbes de température (Local A), influence du coefficient d'échange : H_1' —cas ensoleillé.

d'échange des parois intérieures par la présence de macrorugosités (briques en saillies). Le nouveau coefficient d'échange équivalent serait $h_1^* = h_1' S^*/S'$ où S' est la surface des parois intérieures lisses, et S^* celle avec les rugosités. Pour obtenir un coefficient d'échange de $20 \text{ W m}^{-2} \text{ °C}^{-1}$, il suffirait de multiplier la surface d'échange par 2,5.

C'est pourquoi nous présentons les courbes de température (Figs. 19–21) respectivement pour les mêmes cas AII, PII et TII, mais pour différentes valeurs du coefficient d'échange h_1' . A chaque valeur de ce paramètre correspond une valeur optimale l_{op} de l'épaisseur des parois intérieures telle que l'énergie stockée et déstockée soit maximale. Cette énergie [3, 4], pour une paroi de caractéristiques physiques données, est proportionnelle à une fonction sans dimension $f(\beta', \gamma_i')$ et le Tableau 2 nous en donne la valeur pour les trois cas envisagés.

On constate, pour les trois types de locaux, que le cas 3 qui correspond à la plus forte valeur de la fonction $f(\beta', \gamma_i')$ et du coefficient K_1^* est le plus favorable au niveau du confort thermique. L'atténuation relative des

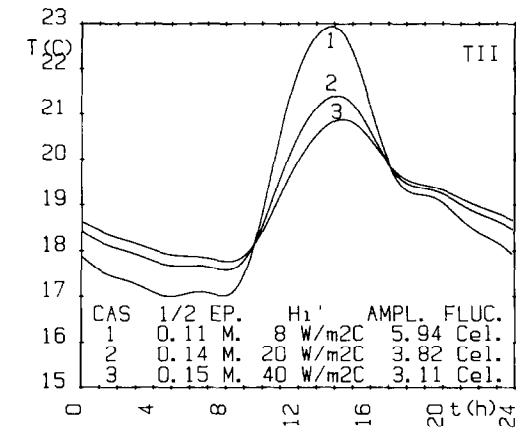


FIG. 21. Courbes de température (Local T), influence du coefficient d'échange : H_1' —cas ensoleillé.

fluctuations étant toujours la plus nette pour le local T (influence relative de S et S'). Il est donc particulièrement intéressant, et plus spécialement pour les locaux de type tertiaire passif, de favoriser les échanges entre l'air du local et les parois intérieures pour obtenir un maximum de confort thermique.

9.2.2. Rôle de l'épaisseur des murs extérieurs. La détermination d'une épaisseur optimale des murs extérieurs pour obtenir un minimum d'oscillation de la température de l'air du local est plus complexe que celle des murs intérieurs. En effet, cette épaisseur optimale dépend de nombreux paramètres dont les coefficients de transferts équivalents, les amplitudes relatives et le déphasage des oscillations de chaque côté du mur, ces derniers paramètres dépendant de toutes les autres caractéristiques du local.

Nous avons calculé des épaisseurs optimales pour un renouvellement d'air de 0,7 V/h. Pour le local A on trouve $l_{op} = 0,34 \text{ m}$ dans le cas NI ; 0,28 m dans le cas II et 0,26 dans le cas IE.

En règle générale, pour un type de local donné, on trouve l'épaisseur optimale la plus petite avec une isolation extérieure. Dans ce cas, nous avons représenté sur les Figs. 22 et 23 les fluctuations de température d'air pour les locaux de type A et P.

Pour le local de type P, on observe les mêmes tendances, mais les épaisseurs optimales sont plus fortes (0,28 pour IE au lieu de 0,26 m). D'autre part, c'est pour le type P que la variation de ce paramètre influe le plus nettement sur les fluctuations de l'air, toujours à

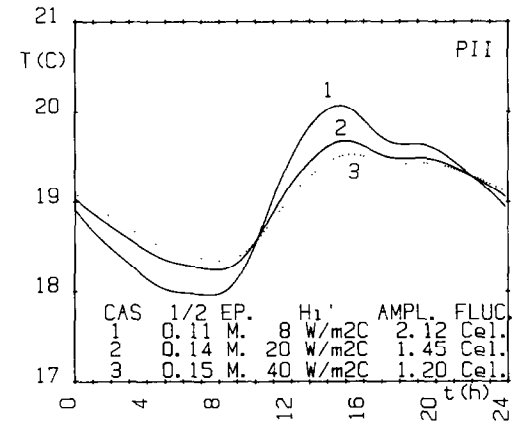


FIG. 20. Courbes de température (Local P), influence du coefficient d'échange : H_1' —cas ensoleillé.

Tableau 2.

Cas	h_1' (W m ⁻² °C ⁻¹)	l_{op} (m)	γ_i'	β'	$f(\gamma_i', \beta')$
1	8	0,111	0,793	0,799	0,336
2	20	0,136	1,98	0,978	0,573
3	40	0,149	3,96	1,072	0,711

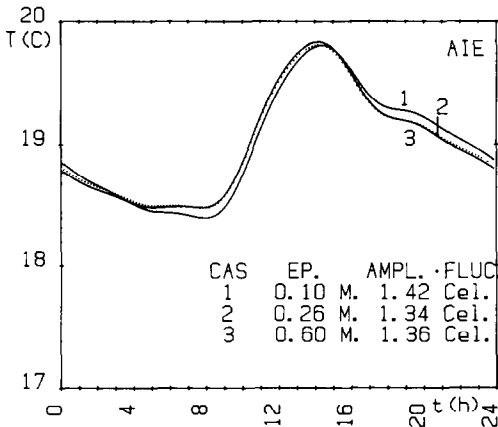


FIG. 22. Courbes de température (Local A), influence de l'épaisseur des parois extérieures—cas ensoleillé.

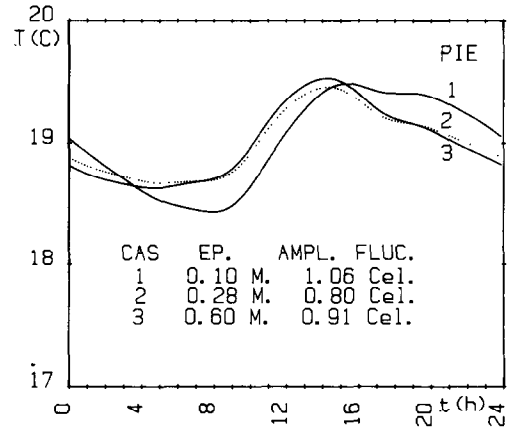


FIG. 23. Courbes de température (Local P), influence de l'épaisseur des parois extérieures—cas ensoleillé.

cause de la prépondérance des parois extérieures. En pratique, on aura intérêt à diminuer au maximum le coefficient d'échange équivalent extérieur, c'est-à-dire à avoir une isolation extérieure la meilleure possible.

10. CONCLUSION

Cette étude a permis de mettre en évidence les différentes grandeurs caractéristiques qui interviennent en régime périodique établi dans les transferts de chaleur couplés (diffusion et stockage thermique dans les parois extérieures et intérieures, déperditions ou apports par les vitrages, renouvellement d'air) et d'évaluer leur influence dans différents cas schématiques, mais typiques, habitation.

Les résultats essentiels sont que, en régime périodique :

- la consommation énergétique ne dépend que des valeurs moyennes des sollicitations. Pour cette raison, elle est indépendante de la place de l'isolant au sein de l'enveloppe, ce qui suppose une régulation idéale ;
- la présence de parois solaires passives (type mur Trombe non ventilé) diminue considérablement la consommation mais pose un problème de confort, surtout en été ;
- pour un local à température d'air constante (régulation idéale), l'"inertie" des parois intérieures ne joue aucun rôle ;
- pour un local non régulé, les fluctuations de température de l'air du local dont dépend le degré de

confort varient avec la place de l'isolant. L'isolation extérieure est la plus favorable, d'autant plus que la surface des parois externes lourdes est grande devant celle des parois intérieures (rapport $h_i S_i / h_e S_e$).

Il existe une épaisseur des parois adaptée à la période, et pour laquelle l'amplitude de ces fluctuations de température d'air est minimale. Cependant, la capacité de stockage des parois intérieures est mal utilisée pour des périodes journalières, en raison d'échanges superficiels très médiocres (γ_i petit). La recherche de solutions techniques pour une meilleure utilisation de celle-ci paraît une voie intéressante pour améliorer le degré de confort.

REFERENCES

1. J. P. Bardon, Transferts de chaleurs cycliques par conduction. Colloque S.F.T., Environnement microclimatique et l'habitat. Reims (1979).
2. H. Oiry, B. Cassagne, J. P. Bardon et J. Bransier, Interprétation des grandeurs caractéristiques essentielles intervenant dans le comportement thermique d'un local en régime instationnaire. Colloque S.F.T., Les applications du thermoconditionnement à la thermique du bâtiment, Lyon (1983).
3. J. B. Bardon, B. Fourcher, B. Bransier et B. Cassagne, Etude fondamentale du transfert périodique de chaleur entre un fluide caloporteur et un matériau de stockage. Rapport scientifique final A.T.P. No. 2520.
4. B. Fourcher et C. Saint-Blanquet, Fonction de transfert d'un élément de stockage par chaleur sensible fonctionnant en régime périodique, *Int. J. Heat Mass Transfer* **23**, 1251–1262 (1980).

COMPORTMENT OF DIFFERENT KINDS OF DWELLINGS UNDER DAILY PERIODIC VARIATIONS OF SOLAR FLUX AND EXTERNAL TEMPERATURE

Abstract—This paper presents the response of different kinds of schematic dwellings under daily periodic variations of the solar flux and the external temperature. The influence of the parameters which are characteristic of coupled heat transfer is studied (thermal diffusion and heat storage in external and internal walls, heat losses or solar heat supply by windows or airing).

Calculations show that for an idealised regulation: (i) The energetical consumption depends only on mean variations of external temperature and solar flux and does not depend on the insulation location. (ii) For a building with a regulated internal temperature, the thermal inertia for the internal walls does not play a role. (iii) For an unregulated building, the internal temperature variations depends of the insulation location. The best location is the external one. (iv) There is an optimal thickness of walls corresponding to the daily periodic variations.

VERGLEICH UNTERSCHIEDLICHER GEBÄUDE IM HINBLICK AUF DEN EINFLUSS DER TÄGLICHEN SCHWANKUNGEN DER SOLAREN EINSTRALHUNG UND DER AUSSENTEMPERATUR

Zusammenfassung—Das Verhalten unterschiedlicher Gebäude unter dem Einfluß der täglichen Schwankungen der solaren Zustrahlung und der Außentemperaturen wird gezeigt. Untersucht wird der Einfluß der Parameter, die für die gekoppelte Wärmeübertragung charakteristisch sind (Wärmeleitung und Wärmespeicherung in außen- und innenliegenden Wänden, Wärmeverluste und Zufuhr von solarer Wärme durch die Fenster und durch Lüftung). Die Berechnungen zeigen für eine ideale Regelung folgendes: (i) Der Energieverbrauch hängt nur von den Hauptschwankungen der Außentemperatur und der solaren Zustrahlung ab, nicht aber von der Anordnung der Wärmedämmung. (ii) Bei geregelter Raumtemperatur spielt die thermische Trägheit der Innenwände keine Rolle. (iii) In einem Gebäude ohne Temperaturregelung hängen die Schwankungen der Innentemperaturen von der Anordnung der Wärmedämmung ab. Außenisolierung ist am günstigsten. (iv) Es gibt eine optimale Wanddicke, abhängig von den täglichen periodischen Schwankungen.

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ РАЗЛИЧНЫХ ЗДАНИЙ ПРИ СУТОЧНЫХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЯХ ПОТОКА СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ И ТЕМПЕРАТУРЫ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

Аннотация—С помощью моделей показано влияние суточных периодических изменений потока солнечной энергии и температуры внешней среды на температурный режим различных зданий. Исследуется влияние параметров, характерных для процесса сложного теплообмена (тепловой диффузии и аккумуляирования энергии в наружных и внутренних стенах зданий, потеря или подвода тепла солнечного излучения через окна и системы вентиляции). Для заданного модельного представления расчеты показывают, что: (1) количество поглощаемой энергии зависит только от средних значений температуры внешней среды и величины потока солнечной энергии и не зависит от места расположения изоляции; (2) в зданиях с регулируемой внутренней температурой тепловая инерция не играет роли для внутренних стен; (3) в зданиях с нерегулируемой внутренней температурой существенным является местонахождение изоляции (лучше всего, на внешней поверхности стены); (4) существует оптимальная толщина стен, соответствующая суточным периодическим изменениям температуры.