

N° d'ordre : 316

50376
1989
27

50376
1989
27

THÈSE

présentée à

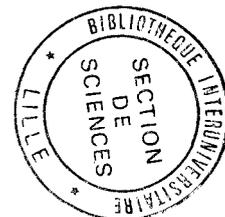
L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE FLANDRES ARTOIS

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE

par

Stéphane LASSUE



ANALYSE DES ECHANGES RADIATIFS ET CONVECTIFS A LA SURFACE D'UNE PAROI OPAQUE APPLICATION A LA COMMANDE OPTIMALE DU SYSTEME HABITAT

Soutenue le 26 Janvier 1989 devant la Commission d'Examen

Membre du Jury :

MM.	M.	GERY	Président
	D.	BOISSIER	Rapporteur
	P.	THERY	Directeur de thèse
	L.	RACZY	Examineur
	J.	LESENNE	Examineur
	B.	DUTHOIT	Examineur
	J.	NOEL	Invité

AVANT PROPOS

Ce travail a été effectué au sein du laboratoire de Mesures Automatiques du Centre de Recherche en Science des Matériaux et Techniques de Construction (CRESMAT) de l'Université de LILLE-FLANDRES-ARTOIS.

Monsieur le Professeur THERY m'a confié le thème de cette étude. Je tiens à lui exprimer ma profonde gratitude pour l'aide et les encouragements qu'il m'a prodigués tout au long de ce travail et la part active qu'il a eu dans son aboutissement.

Je tiens à remercier tout particulièrement Monsieur DUTHOIT, Professeur, qui m'a accueilli dans son laboratoire de l'UT de BETHUNE, avec qui j'ai travaillé en étroite et amicale collaboration, pour ses conseils avisés et la part active qu'il a eu tout au long de ce travail.

Monsieur le Professeur GERY, Directeur du laboratoire "Equipement de l'Habitat" de l'INSA de LYON s'est intéressé à mes travaux. Je lui en suis très reconnaissant. Je suis très sensible à l'honneur qu'il me fait en présidant ce jury.

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur BOISSIER, Directeur du laboratoire "Méthodes et Habitat" de l'UT de BETHUNE pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de juger mon travail.

Monsieur NOEL représentant le Centre de recherche EDF des Renardières a bien voulu me faire l'honneur d'accepter de faire partie de mon jury, je l'en remercie vivement.

Je suis particulièrement reconnaissant à Monsieur le Professeur LESENNE, Directeur de l'UT de BETHUNE d'avoir bien voulu me faire l'honneur d'accepter de faire partie de ce jury. Je l'en remercie vivement.

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur RACZY, Professeur d'Electronique pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de bien vouloir faire partie du jury. Je l'en remercie vivement.

Je ne saurais oublier d'exprimer ma reconnaissance à tous mes collègues chercheurs au laboratoire pour la sympathie qu'ils m'ont témoignée.

Mes sincères remerciements à Madame L'HOMMELET qui a dactylographié ce manuscrit.

Enfin, je remercie tout le personnel qui a assuré avec beaucoup de gentillesse l'impression de ce document.

SOMMAIRE

S O M M A I R E

<i>Avant Propos</i>	2
<i>Sommaire</i>	
<i>Introduction</i>	9
CHAPITRE I Etude du déséquilibre énergétique entre une paroi et son environnement microclimatique	13
<i>I.1) Introduction</i>	14
<i>I.2) Système paroi</i>	16
<i>a) Transferts thermiques par conduction</i>	
<i>b) Conditions aux limites</i>	
<i>c) Décompositions des signaux en fonction de la rapidité des sollicitations</i>	
<i>d) Sollicitations périodiques, rapidement variables</i>	
<i>I.3) Modélisation classique du système "cellule"</i>	21
<i>a) Introduction</i>	

b) Echanges thermiques par convection	
c) Transferts thermiques par rayonnement	
d) Cas de sollicitations périodiques et rapidement variables	
I.4) Conclusion	29
CHAPITRE II Mesures fluxométriques	31
II.1) Introduction	32
II.2) Caractéristiques des capteurs utilisés	32
a) Principe	
b) Etalonnage	
c) Résistance thermique	
d) Capacité thermique	
e) Perturbations introduites par le capteur disposé à la surface d'une paroi	
II.3) Séparation des composantes radiatives et convectives du flux à la surface d'une paroi	38
II.4) Conclusion	39
CHAPITRE III Validation des mesures de flux radiatifs et convectifs en caisson climatique	40
III.1) Introduction	41
III.2) Installation expérimentale	41

<i>III.3) Résultats expérimentaux obtenus dans un caisson symétrique à parois isolées</i>	45
a) <i>Perturbation convective</i>	
b) <i>Cas d'une perturbation radiative</i>	
c) <i>Mesures en régime de variation</i>	
<i>III.4) Résultats obtenus dans un caisson dissymétrique comportant une paroi non-isolée</i>	53
a) <i>Sollicitation convective</i>	
<i>III.5) Mesures en régime de variation</i>	53
a) <i>Introduction</i>	
b) <i>Résultats expérimentaux</i>	
c) <i>Evaluation des coefficients d'échange moyen</i>	
d) <i>Etude en régime rapidement variable</i>	
e) <i>Identification des échanges par analyse par intercorrélacion des variations de flux et températures</i>	
<i>III.6) Conclusion</i>	69
CHAPITRE IV Couplage entre transferts convectifs et radiatifs dans le cas particulier d'un plafond chauffant	70
<i>IV.1) Introduction</i>	71
<i>IV.2) Bilan énergétique des films résistifs</i>	72
<i>IV.3) Variation de la charge thermique du plafond chauffant - Résultats expérimentaux</i>	74

<i>IV.4) Régime lentement variable</i>	76
a) <i>Analyse de l'évolution des différentes grandeurs mesurées</i>	
b) <i>Bilan énergétique des films</i>	
c) <i>Aspect radiatif du bilan</i>	
d) <i>Autres échanges</i>	
<i>IV.5) Régime rapidement variable</i>	83
a) <i>Analyse des relations fonctionnelles entre les grandeurs mesurées</i>	
b) <i>Bilan énergétique des films</i>	
c) <i>Température d'air de référence - Stratification</i>	
d) <i>Description phénoménologique de l'effet observé</i>	
<i>IV.6) Conclusion</i>	93
<i>Annexe au chapitre IV</i>	95
 CHAPITRE V <i>Echanges thermiques entre la surface d'une paroi et une cellule de type forte inertie validité de la notion de température équivalente</i>	99
V.1) <i>Introduction</i>	100
V.2) <i>Aspect théorique</i>	100
V.3) <i>Dispositif expérimental et essai préliminaire</i>	102
a) <i>Installation expérimentale</i>	
c) <i>Essai préliminaire</i>	

V.4) Résultats expérimentaux	105
a) Cas envisagés	
b) Etude des composantes lentement variables	
c) Etude des composantes rapidement variables	
V.5) Conclusion	117
CHAPITRE VI Régulation par mesures fluxométriques - Principes et résultats expérimentaux	118
VI.1) Introduction	119
VI.2) Principe de régulation	120
VI.3) Résultats expérimentaux	122
a) contrôle de l'ambiance en caisson climatique	
a1) Cas d'une perturbation convective	
a2) Perturbation radiative	
b) Contrôle de l'ambiance dans une pièce "réelle"	
b1) Cas de perturbations convectives	
b2) Cas de perturbations radiatives	
b3) Cas d'un changement de consigne	
b4) Comparaison avec une régulation classique basée sur la mesure de la température d'air	
b5) Cas d'un contrôle basé sur la mesure de la température résultante	
VI.4) Conclusion	141

CONCLUSION

<i>Annexe I : Fonctions de corrélation</i>	145
<i>Annexe II : Notions de confort thermique</i>	151
<i>Annexe III : Linéarité des transferts radiatifs et estimation de la "température de confort"</i>	157
<i>Bibliographie</i>	168
<i>Résumé</i>	173

I N T R O D U C T I O N

Depuis plusieurs années, de nombreuses recherches sont effectuées dans le domaine de la thermique de l'habitat, le but essentiel de ces travaux étant à la fois de réduire les dépenses énergétiques tout en améliorant les conditions de confort dans un local.

Pour cela il est nécessaire d'analyser avec précision les différents échanges énergétiques se produisant entre les parois et l'air contenu dans une enceinte. Les phénomènes sont complexes car de nature fondamentalement différentes (Conduction, Rayonnement, Convection). De plus le système thermique habitat est soumis en permanence à des perturbations aléatoires (solaires, intermittence...) ce qui impose une étude dynamique des systèmes et des différents phénomènes de couplage entre transferts.

Dans la pratique l'ambiance thermique dans un local est décrite par un ensemble de paramètres intensifs (température d'air, température radiante, vitesse d'air etc...). Un indice de confort peut être défini suivant une loi généralement empirique et comparé à une grandeur de référence dans le cas où l'on veut contrôler l'ambiance. Cette méthode permet de représenter par des mesures locales, l'état thermique instantané du système. En régime variable des problèmes pratiques apparaissent en particulier liés à l'inertie des différents composants du système. L'objet essentiel de notre travail est de montrer l'intérêt de compléter la représentation de l'état énergétique d'un local basée sur la mesure de paramètres intensifs par une représentation à base de flux d'énergie.

En effet ces grandeurs extensives présentent le grand intérêt de représenter le déséquilibre énergétique instantané d'un local. La grandeur "flux" mesurée à la surface d'une paroi est représentative à la fois des phases de stockage et destockage d'énergie par la paroi et également des échanges convectifs et radiatifs entre la surface et le milieu ambiant. Celle-ci permet d'obtenir une représentation globale de l'ambiance à l'intérieur d'une enceinte et de mettre en oeuvre une méthode originale de contrôle dynamique du système habitat.

Compte tenu de sa complexité une description rigoureuse est impossible et même inutile si on se limite à la gestion du confort. Ce problème peut être traité de façon simplifiée en considérant de manière globale une enveloppe et le milieu fluide quelle contient. Au niveau de l'enveloppe il est important de distinguer les écarts de températures entre les surfaces de parois lourdes et légères. Ces écarts sont sources d'échanges radiatifs et le problème pratique revient à mesurer et à utiliser ces informations pour représenter l'évolution des systèmes considérés. Ceci est l'objet du travail présenté ici, la démarche suivie découle des observations suivantes :

- L'évolution thermique d'un système du type local d'habitation est essentiellement caractérisée du point de vue inertie par l'évolution de son enveloppe

- L'enveloppe n'est généralement pas isotherme mais une représentation globale peut être obtenue par la mesure en temps réel d'une température de référence (la plus stable) et du flux radiatif global échangée par cet élément de surface avec l'ensemble des parois non-isothermes.

Cet aspect radiatif de l'ambiance intervient sous la forme d'une température radiante moyenne, grandeur qui intervient de façon équivalente à la température d'air dans la notion de confort thermique.

Dans la première partie de ce travail nous analysons en détail le déséquilibre énergétique entre un système purement thermique constitué par une paroi de référence et le milieu ambiant soumis à des perturbations énergétiques lentement ou rapidement variables. La relation flux température de surface est examinée du point de vue des échanges conductifs au sein de la paroi. De la même façon on considère le système "cellule" du point de vue des échanges superficiels convectifs et radiatifs. Afin de simplifier la modélisation des échanges entre le système paroi et son environnement en régime variable nous introduisons des coefficients "admittances" thermiques permettant d'exprimer les flux en fonction des variations de température d'air et radiante.

Dans la suite après avoir présenté rapidement les capteurs fluxométriques utilisés nous montrons comment la composante radiative du flux à la surface peut être déterminée à l'aide de capteurs d'émissivités très contrastées. En fait la mesure est délicate et nécessite la mesure simultanée de la température sous la surface des capteurs.

Ces mesures sont réalisées en caisson climatique et de nombreux résultats qualitatifs et quantitatifs permettent de valider notre approche.

Afin de valider les relations entre le flux détecté par un élément de surface et les grandeurs caractéristiques représentatives de l'ambiance nous avons utilisés les méthodes de traitement du signal en particulier le traitement par corrélation bien adapté aux problèmes posés. Le premier objectif de ces développements est en particulier l'estimation de coefficients d'échanges superficiels et la validation de la modélisation simplifiée des transferts thermiques linéaires en régime rapidement variable. Les résultats expérimentaux obtenus ne peuvent être tous interprétés en utilisant une valeur unique du coefficient d'échange convectif. Les mêmes résultats sont obtenus dans un local réel de type forte inertie étudié dans un chapitre suivant ce qui justifie la préférence que nous avons donné aux mesures de flux radiatif pour la représentation de l'état énergétique d'un local.

Le flux radiatif a un caractère intégral ce qui permet de prendre en compte l'état thermique instantané de toutes les surfaces échangeant de l'énergie avec la paroi de référence. Tous les mécanismes d'interaction et de couplage énergétique influençant les températures de surfaces peuvent être détectés de façon dynamique puisque le flux mesuré à la surface d'une paroi lourde à température lentement variable ne dépend en première approximation que des variations des températures caractéristiques du milieu environnant.

Nous nous sommes particulièrement intéressés du point de vue expérimental à l'effet de variations de température d'air dans un local sur un panneau radiant de faible inertie placé au plafond. Ce phénomène convectif particulier qui n'avait pas été mis en évidence dans un local à notre connaissance est du à la stratification de la masse d'air dans l'enceinte. L'analyse théorique et expérimentale de cet effet complexe est basée sur l'établissement du bilan thermique du plafond rayonnant et son analyse par fonctions de corrélation.

La méthode de mesure basée sur la mesure simultanée du flux radiatif et de la température à la surface d'une paroi de référence est particulièrement bien adaptée à ce cas et plus généralement à l'analyse des régimes variables et à la détection de perturbations aléatoires.

Cette approche a été validée par des mesures en caisson climatique puis dans une pièce d'habitation comportant dans les deux cas des panneaux radiants au plafond et des sources d'énergie convective classiques. Nous avons pu ainsi mettre en oeuvre une méthode originale de contrôle du système habitat. A titre de comparaison nous avons également utilisé des systèmes de régulation classiques basés sur la mesure de la température d'air puis de la température résultante mesurée au centre d'une sphère noire.

Les résultats obtenus permettent de mettre en évidence l'intérêt des mesures de flux et température sur une paroi de référence pour la commande optimale du système habitat.

CHAPITRE I

ETUDE DU DESEQUILIBRE ENERGETIQUE

ENTRE UNE PAROI ET SON ENVIRONNEMENT MICROCLIMATIQUE

I.1) - INTRODUCTION

L'objet essentiel de l'étude expérimentale développée dans ce travail est l'analyse des échanges énergétiques sur les faces internes des parois d'un local en vue de la régulation et de la commande du système thermique habitat.

La surface d'une paroi constitue la frontière entre deux systèmes opérant thermiquement de façons très différentes (1). Un système "paroi" et son environnement microclimatique que nous appellerons dans la suite système "cellule". (figure 1).

L'état thermique à la surface d'une paroi opaque est parfaitement défini par la connaissance simultanée de la température de cette surface et du flux d'énergie la traversant. Ces grandeurs résultent à chaque instant des interactions thermiques se produisant entre les milieux considérés, (paroi, cellule). La température indique le niveau de l'énergie échangée, le flux, s'il est non nul, est significatif d'un déséquilibre et fournit donc une indication quant à l'évolution en cours des systèmes.

Sous l'influence de perturbations aléatoires le système habitat se trouve en permanence en état de déséquilibre. Ces perturbations doivent être détectées très rapidement afin de contrôler précisément les conditions de confort dans un local. Ce résultat n'est jamais parfaitement obtenu. En effet dans la réalité, il existe toujours des phases de surchauffe et de sous-refroidissement qui résultent d'un déséquilibre temporel entre perturbations thermiques aléatoires et apports énergétiques commandables.

De ce point de vue, en régime variable les parois interviennent surtout par leur capacité de stockage d'énergie. Elles sont représentables dans leur ensemble par un système de type capacitif subissant des cycles de stockage - déstockage et de ce fait participent activement à la minimisation du déséquilibre énergétique. Il est très important, pour la gestion optimale de l'énergie dans l'habitat, de prendre en compte ces phénomènes naturels et auto-régulants.

Le but de ce travail est de montrer l'intérêt de mesures simultanées de flux et température à la surface de séparation entre une paroi et son environnement pour réaliser un contrôle dynamique de l'ambiance thermique dans un local.

Dans cette partie nous mettons en évidence les relations existant entre les grandeurs Flux et Température à la surface d'une paroi, ainsi que leur interprétation en se plaçant du point de vue système "paroi" puis système "cellule".

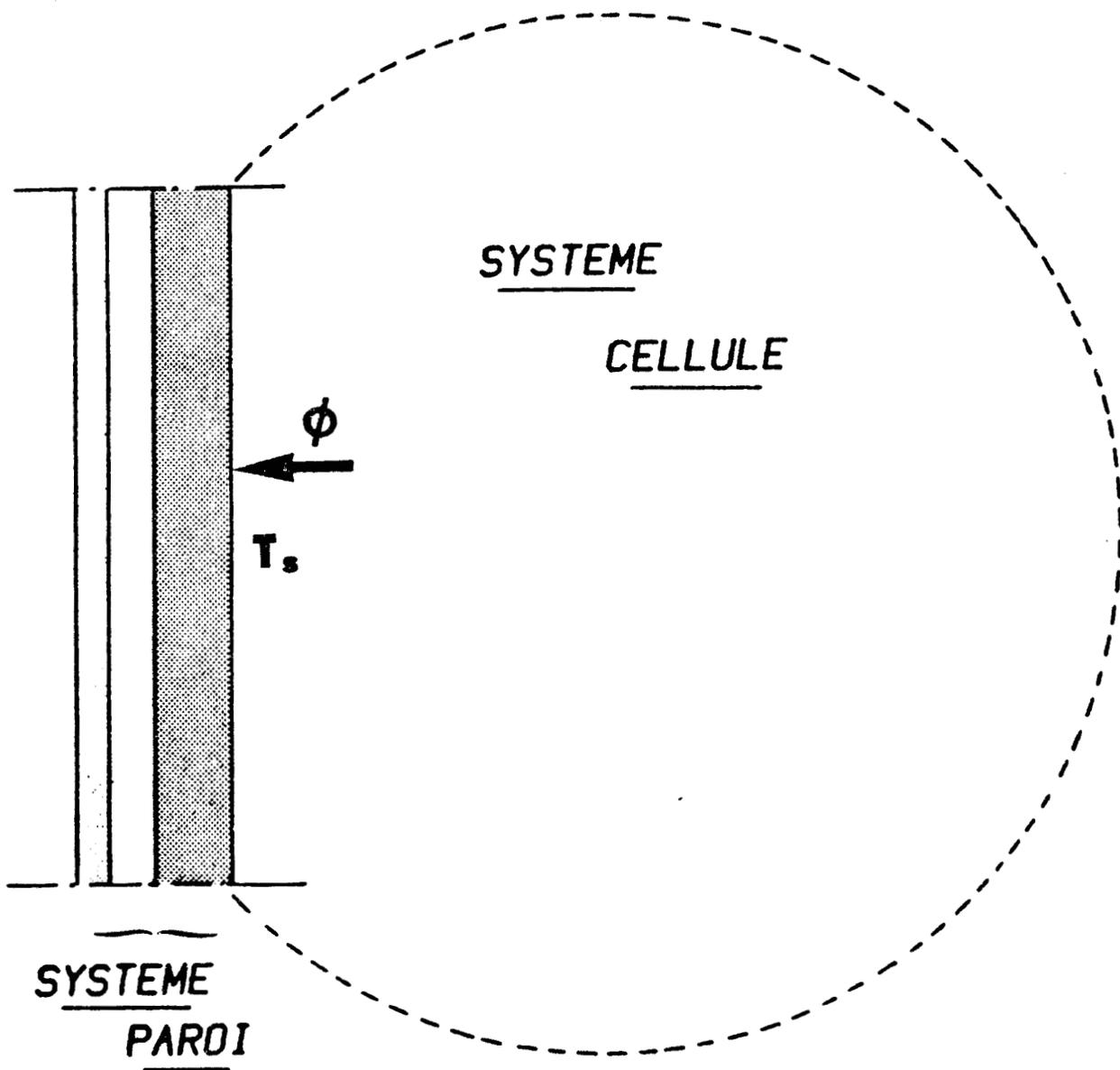


Figure 1

I.2) - SYSTEME PAROI

a) - Transferts thermiques par conduction

Selon la modélisation classique des systèmes thermiques, une paroi homogène opère en régime variable, comme un système à constantes thermophysiques réparties caractérisé globalement à la fois par une résistance thermique et une capacité de stockage énergétique.

Pour un transfert unidirectionnel à travers une paroi homogène d'épaisseur ℓ , et de caractéristiques thermiques λ , ρ et c , l'état thermique du système peut être connu en résolvant l'équation de Fourier.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial T}{\partial x^2}$$

λ = conductivité thermique
 ρ = masse volumique
 c = chaleur massique
 a = diffusivité thermique

$$0 \leq x \leq \ell$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho c}$$

où T est la valeur de la température en fonction du temps t , et de l'abscisse x .

La solution analytique de cette équation ne peut être déterminée que si l'on connaît les conditions aux limites du système et son état initial (2) (3).

b) - Conditions aux limites

La condition à la limite caractérise la nature du transfert énergétique entre la paroi et son environnement. Plusieurs modélisations peuvent être utilisées en pratique.

Condition de Dirichlet

Dans ce cas la température de la surface de la paroi est connue à chaque instant, on a :

$$T(0, t) = \alpha(t) \quad \text{et/ou} \quad T(\ell, t) = \beta(t)$$

Les fonctions α et β étant parfaitement connues.

Cette condition peut être utilisée par exemple dans le cas d'une paroi lourde, très conductrice, dont la température de surface, généralement, ne varie pas de façon significative avec le flux échangé avec le milieu environnant.

Condition de Neuman

La densité de flux à la surface de la paroi est connue à chaque instant.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{\substack{x=0 \\ \text{ou } x=l}} = \varphi_x(t)$$

Les fonctions $\varphi_x(t)$ étant connues.

Cette condition peut être utilisée, par exemple, dans le cas d'une paroi très isolante (flux nul).

Condition de Fourier

On considère dans ce cas que la surface de la paroi est en contact avec un milieu "fluide" et que la densité de flux échangée par celui-ci avec la paroi est connue comme une fonction linéaire de l'écart entre la température à la surface de la paroi et la température du fluide.

On écrit alors :

$$\varphi(x_0, t) = h (T_e(t) - T(x_0, t))$$

$$\text{où } x_0 = 0 \text{ ou } l$$

$T_e(t)$ représente la température du fluide
 h un coefficient global d'échange superficiel qui s'exprime en $W/m^2 \cdot K$.

Cette dernière condition est la plus représentative du cas réel d'une paroi soumise à diverses sollicitations énergétiques extérieures (rayonnement, convection, ...). Sa formulation présente le grand avantage d'être simple à traiter dans les modèles de comportements mais est difficilement applicable en pratique les valeurs de $(T_e(t) - T(x_0, t))$ et h étant très délicates à évaluer. Ces problèmes seront abordés expérimentalement, en particulier dans le chapitre V de ce travail.

c) - Décomposition des signaux en fonction de la rapidité des sollicitations

Lorsque l'on étudie les problèmes liés au chauffage des locaux, les signaux observés in-situ sont généralement de forme beaucoup trop complexe pour être analysés directement. Le recours aux techniques de traitement du signal s'impose.

Les signaux détectés à la surface d'une paroi peuvent être considérés comme la superposition de trois composantes déterministes :

lentement variables

rapidement variables, parfois périodiques

aléatoires, bruits.

Les bruits sont éliminés par traitement par corrélations (Annexe 1), les composantes lentement et rapidement variables analysées séparément par lissage par moyenne locale des signaux.

Les variations périodiques des flux et températures sur les faces internes des parois d'un local peuvent avoir pour origine les apports en provenance des systèmes de régulation. Leur étude est donc très importante, particulièrement du point de vue des économies d'énergie et du confort thermique. Ces variations sont généralement rapidement variables par rapport à la constante de temps fondamentale du système paroi (4).

Il en résulte une simplification de la relation flux-température à la surface de la paroi que nous décrivons dans le paragraphe suivant.

d) - Sollicitations périodiques, rapidement variables

Dans ce cas les phases de stockage énergétique restent localisées dans la région voisine de la surface de la paroi et dépendent donc uniquement des caractéristiques thermiques de cette couche superficielle. La paroi se comporte comme un milieu semi-infini. La validité de cette hypothèse est liée à la valeur du rapport de l'épaisseur l de la paroi et de la profondeur de pénétration de "l'onde thermique" (5).

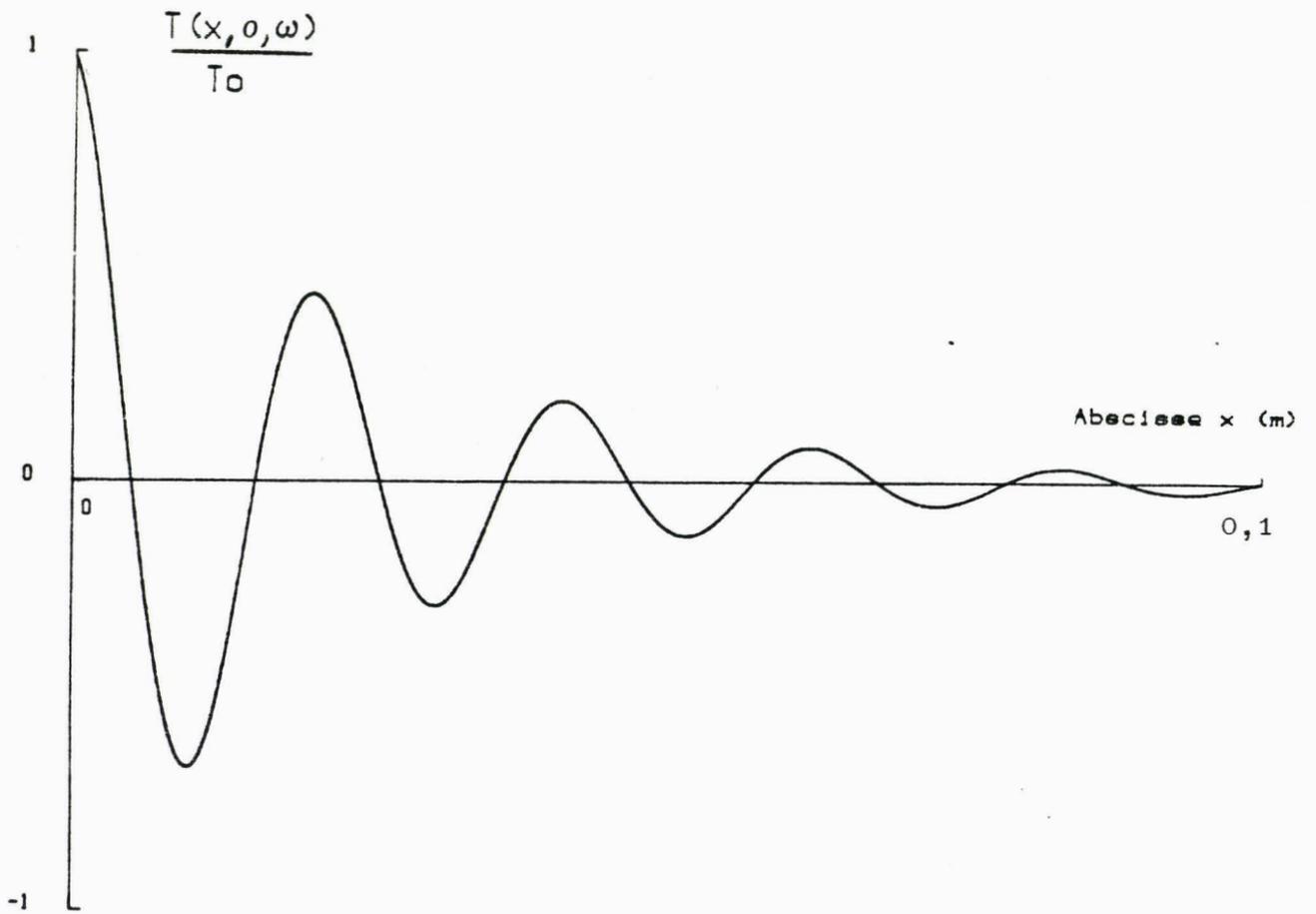
A une fréquence donnée, l'amplitude des oscillations de flux et de température s'amortit dans la paroi selon une loi exponentielle dont la décroissance est caractérisée par un paramètre homogène à une longueur appelée "épaisseur de peau" ϵ et qui se définit par :

$$\epsilon = \sqrt{\frac{2a}{\omega}}$$

étant la pulsation de l'onde.

Le milieu pourra être considéré comme semi-infini si la profondeur de pénétration de l'onde est faible vis à vis de l'épaisseur de la paroi, donc si

$$\epsilon/l \ll 1$$



Courbe 2

Dans le cas particulier d'une variation sinusoidale de la température superficielle de la paroi on a :

$$T(o,t,\omega) = \bar{T}(o,t) + T_o \text{Sin}(\omega t)$$

avec $\bar{T}(o,t)$ la valeur moyenne, lentement variable, de la température de surface en fonction du temps

T_o l'amplitude de la variation sinusoidale imposée à la température de surface.

On notera $\tilde{T}(x,t,\omega)$ les variations de la température autour de sa valeur moyenne $\bar{T}(x,t)$

L'état initial correspondant à l'équilibre thermique, la résolution de l'équation de Fourier conduit à des solutions du type de celle représentée sur la Courbe 2

$$\tilde{T}(x,t,\omega) = T_o \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cdot x\right) \cdot \text{Sin}\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cdot x\right)$$

L'amplitude décroît donc selon la loi :

$$\tilde{T}(x,\omega) = T_o \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} x\right)$$

L'épaisseur de peau ϵ figure dans le facteur de décroissance exponentielle. On peut ainsi remarquer que pour un rapport $\ell/\epsilon = 4$ l'amplitude est réduite dans le rapport 1/55 (de 1/148 pour $\ell/\epsilon = 5$).

La densité de flux peut maintenant être calculée en tout point en utilisant la relation de définition :

$$\tilde{\phi}(x,t,\omega) = -\lambda \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial x}\right)_{t,\omega}$$

soit :

$$\tilde{\phi}(x,t,\omega) = b\sqrt{\omega} T_o \exp(-x/\epsilon) \cdot \text{Sin}(\omega t + \pi/4 - x/\epsilon)$$

où $b = \sqrt{\lambda \rho c}$ éffusivité de la paroi.

On obtient à la surface du milieu semi-infini

$$\tilde{\phi}(o,t,\omega) = b\sqrt{\omega} T_o \text{Sin}(\omega t + \pi/4)$$

On peut remarquer que la variation de flux est en avance de $\pi/4$ sur la variation sinusoïdale de température de surface. La forme de ce résultat peut être simplifiée puisque le régime est sinusoïdal. Introduisons les amplitudes complexes $\tilde{T}(\omega)$ et $\tilde{\Phi}(\omega)$ associées aux fonctions du temps $\tilde{T}(t)$ et $\tilde{\Phi}(t)$. La relation entre flux et température à la surface de la paroi peut être caractérisée par la relation algébrique :

$$\frac{\tilde{\Phi}(\omega)}{\tilde{T}(\omega)} = Y_C \quad \text{où} \quad Y_C = b \sqrt{j\omega}$$

En fait les parois réelles ne sont jamais semi-infinies et la relation flux-température de surface dépend de la condition à la limite supposée vérifiée sur la face arrière de la paroi.

Dans le cas d'un mur parfaitement isolé sur sa face externe :

$$\tilde{\Phi}(\ell, \omega) = 0$$

on a alors

$$\tilde{\Phi}(0, \omega) = \tilde{T}(0, \omega) b \sqrt{\frac{\omega}{2}} (1+j) \cdot \text{th} \frac{\ell}{\epsilon} (1+j)$$

Lorsque la face externe est maintenue à une température constante : $\tilde{T}(\ell, \omega) = 0$

$$\text{on a } \tilde{\Phi}(0, \omega) = \tilde{T}(0, \omega) b \sqrt{\frac{\omega}{2}} \frac{(1+j)}{\text{th} \frac{\ell}{\epsilon} (1+j)}$$

En fait l'approximation des milieux semi-infinis est généralement vérifiée puisque si l'on décompose les grandeurs en module et en phase en fonction du paramètre ℓ/ϵ . On observe que l'admittance

$$Y_C = \tilde{\Phi}(0, \omega) / \tilde{T}(0, \omega)$$

est celle d'un milieu semi-infini à 2 % près pour $\ell/\epsilon = 2$.

I.3) - MODELISATION CLASSIQUE DU SYSTEME CELLULE

a) - Introduction

Le déséquilibre énergétique entre une paroi et son environnement résulte à la fois des propriétés internes de la paroi et de l'effet des sollicitations extérieures (rayonnement, convection, condensation, évaporation, ...). Nous nous limiterons dans notre étude au traitement découpé des deux composantes essentielles représentatives des transferts convectifs et radiatifs (figure 3) que nous noterons respectivement.

$$\phi_{cv} \text{ et } \phi_r$$

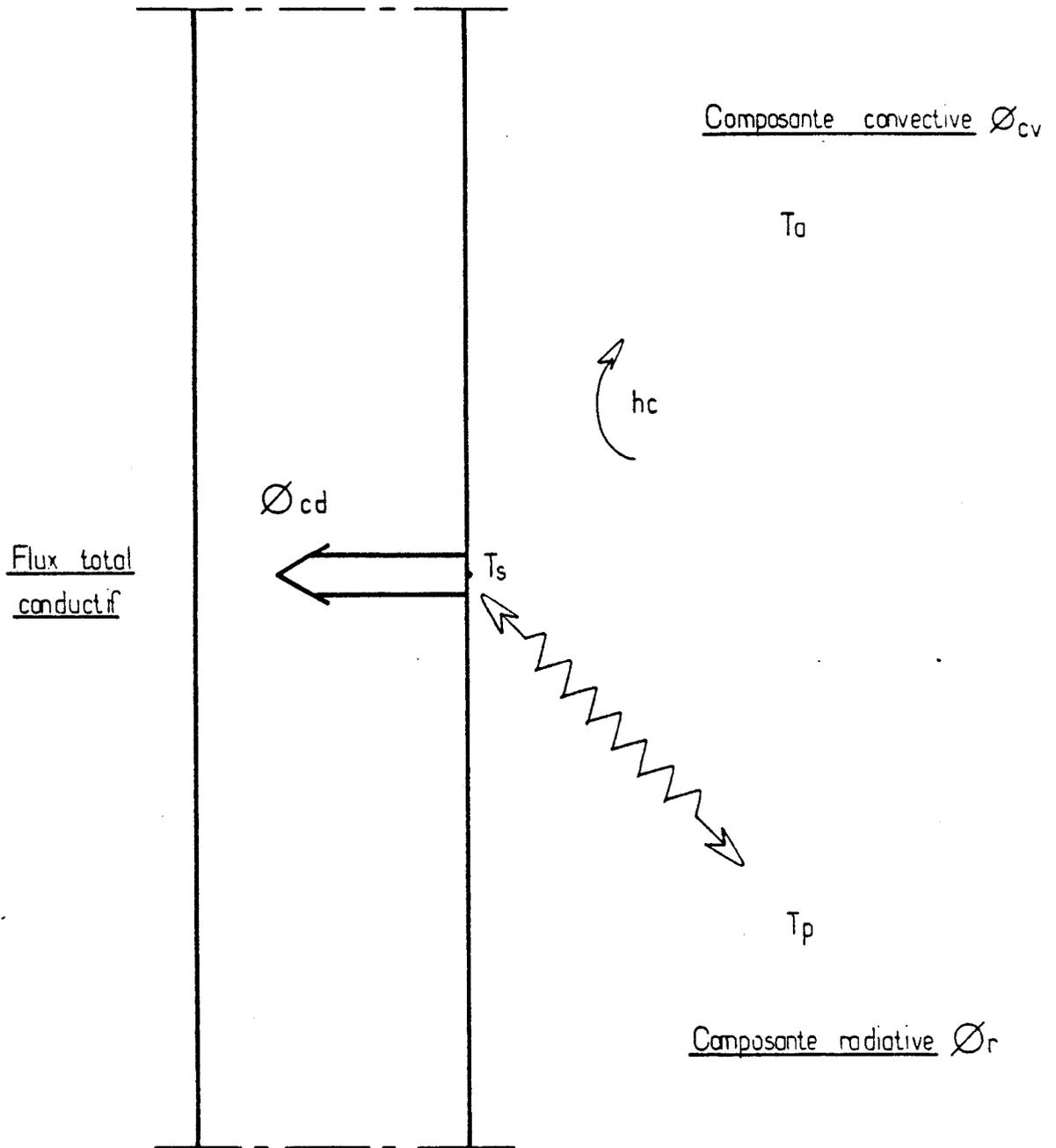


Figure 3 : Echanges thermiques à la surface d'une paroi

Le principe de conservation de l'énergie à la surface de la paroi permet d'annuler à chaque instant le bilan des échanges énergétiques qui peut être exprimé en fonction des flux introduits précédemment.

$$\phi(o,t) - \phi_{cv}(t) - \phi_r(t) = 0$$

Cette relation introduit les composantes convectives et radiatives du flux thermique qui seront considérées séparément dans la suite de ce travail.

b) - Echanges thermiques par convection

Pour le calcul de la densité de flux échangée par convection entre une surface et un milieu fluide, on utilise généralement l'expression linéarisée de Newton qui s'écrit :

$$\phi_{cv}(t) = h_c (T_a(t) - T_s(t))$$

où h_c est le coefficient d'échange par convection (W/m²/°K)

$T_s(t)$ la température de la surface

$T_a(t)$ la température caractéristique du milieu fluide (ici de l'air) qui doit normalement être prise suffisamment loin de la paroi.

En réalité cette expression cache toute la complexité de ce type d'échange, en effet le coefficient h_c dépend de façon complexe d'un nombre important de paramètres (6) :

type d'écoulement

propriétés thermiques du fluide

état de surface

géométrie du système.

De plus, sa valeur numérique n'est généralement pas uniforme sur une surface et dépend de façon non linéaire de l'écart de température ($T_a(t) - T_s(t)$). Enfin les conditions de mesure de la température de référence $T_a(t)$ peuvent introduire des erreurs non-négligeables.

De très nombreux travaux de recherche sont effectués sur le sujet tant expérimentaux que théoriques mais les résultats sont difficilement généralisables, les coefficients d'échange obtenus dépendant fortement des conditions expérimentales.

Il faut citer en particulier les travaux de F.ALLARD (7) qui met en évidence la grande disparité des coefficients utilisés par différents auteurs de programmes de simulation numérique et de ce fait l'incertitude qui règne sur leur valeur, puisque pour un même type de surface le coefficient d'échange par convection peut varier dans une grande proportion. (Du simple au double)

Extension aux régimes instationnaires

La formulation linéarisée de Newton revient en fait à introduire une résistance thermique caractéristique du transfert énergétique convectif. Cette notion très pratique est difficilement transposable aux régimes instationnaires puisque les fondements de la modélisation ne permettent pas de penser que le coefficient h_c est indépendant du temps. Seuls certains aménagements de la théorie tel la modification de la position du point de mesure de la température de référence permettent de minimiser les variations du coefficient d'échange mais on en reste à des cas particuliers (8) (9) et (10).

Conclusion

Ces considérations sur les transferts thermiques par convection en régime permanent ou dynamique mettent en évidence l'étendue des problèmes qui peuvent se poser dans ce domaine. On conçoit par la même tout l'intérêt que peut présenter la mesure des flux convectifs pour la détermination simple, sur site, des valeurs moyennes ou quasi-instantanées des coefficients d'échange convectif propres au local étudié et en particulier s'ils sont immédiatement utilisables par exemple à des fins de régulation.

c) Transferts thermiques par rayonnement

L'étude développée ne concerne que l'interprétation et l'utilisation de mesures fluxométriques sur les faces internes de parois d'un local "fermé". De ce fait nous avons négligé la composante courtes longueurs d'onde du flux radiatif à la surface de la paroi. (Rayonnement solaire).

La surface étudiée, indicée i , échange de l'énergie par rayonnement avec son environnement. La cellule est composée de plusieurs surfaces indicées j , à des températures différentes. En utilisant l'hypothèse de surfaces grises et lambertiennes, adaptée aux calculs des échanges radiatifs dans l'habitat, on peut exprimer la densité de flux échangée entre deux surfaces S_i et S_j ; qui s'écrit (11) :

$$\phi_{ji} = \frac{M_j^\circ - M_i}{\frac{1 - \epsilon_j}{\epsilon_j S_j} + \frac{1}{S_j F_{ji}} + \frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i S_i}} \cdot \frac{1}{S_j}$$

où M_i° et M_j° sont appelées émittances des surfaces S_i et S_j considérées comme étant des corps noirs

$$M_i^\circ = \sigma T_i^4$$

σ : constante de Stefan-Boltzmann

ϵ_i et ϵ_j leur émissivité respective

F_{ji} un facteur géométrique qui permet de prendre en compte la position relative des deux surfaces.

Remarque : Par convention nous avons décidé de compter positivement le flux reçu par S_i de S_j et négativement le flux émis par S_i vers S_j .

L'équation précédente peut également s'écrire :

$$\phi_{ji} = \mathcal{F}_{ji} (M_j^\circ - M_i^\circ)$$

expression dans laquelle \mathcal{F}_{ji} est appelé facteur de forme gris.

$$\mathcal{F}_{ji} = \frac{1}{\frac{1 - \epsilon_j}{\epsilon_j} + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i} \cdot \frac{S_j}{S_i}}$$

Dans le cas d'un local, le bilan des flux radiatifs échangés entre une surface S_i et le reste de l'enceinte (p) dépend d'un nombre considérable de paramètres :

N : le nombre de surfaces composant l'enceinte

S_k : surface de l'élément k

ϵ_k : émissivité de la surface S_k

T_k : la température absolue de la surface S_k

en particulier, dans le cas de sources locales la non uniformité des températures de surface peut augmenter sensiblement le nombre N d'éléments à prendre en compte et de ce fait alourdir les calculs.

La densité de flux radiatif totale échangée par la surface S_i et son environnement s'écrit :

$$\phi_{pi} = \sum_{j=1}^N \mathcal{F}_{ji} (M_j^\circ - M_i^\circ)$$

Afin de simplifier cette équation il est commode d'introduire la notion d'enceinte équivalente qui permet de substituer à l'ensemble des surfaces S_j "vues" de S_i une enceinte équivalente ayant les caractéristiques suivantes : S_{pi} , ϵ_{pi} , T_{pi} .

La densité de flux échangée par la surface S_i et le reste de l'enceinte s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \phi_{pi} &= \mathcal{F}_{pi} (M_p^\circ - M_i^\circ) \\ &= \sigma \mathcal{F}_{pi} (\tau_p^4 - \tau_i^4) \end{aligned}$$

Le calcul des caractéristiques de l'enceinte (p) peut être réalisé avec différents degrés d'approximation (12). Les surfaces étudiées dans notre travail étant assimilables à des formes simples (plans rectangulaires) et ces plans étant soit parallèles soit perpendiculaires. Les calculs des facteurs de forme ne posent pas de problèmes particuliers dans ce cas (13). On peut donc utiliser ces coefficients pour pondérer les caractéristiques des surfaces S_j afin d'obtenir pour l'enceinte équivalente.

$$S_p = \sum_{j \neq i}^N S_j$$

$$\epsilon_p = \sum_{j \neq i}^N F_{ij} \epsilon_j$$

$$T_p^4 = \sum_{j \neq i}^N F_{ij} T_j^4$$

Dans le cas où la gamme des températures est peu étendue il est possible de linéariser cette dernière équation.

$$T_p = \sum_{j \neq i}^N F_{ij} T_j$$

Enfin et à la même condition c'est-à-dire que les températures de surfaces ne s'écartent pas trop d'une valeur moyenne T_m , on peut écrire l'expression suivante de la densité de flux échangée par S_i avec l'enceinte (p).

$$\phi_{p_i} = h r_{ip} (T_{p_i} - T_i)$$

$$\text{où } h r_{ip} = 4 \sigma \mathcal{F}_{p_i} T_m^3$$

Remarque : Lorsque ϵ_i et $\epsilon_p \simeq 1$ alors $\mathcal{F}_{p_i} \simeq 1$

En conclusion on peut dire que la résolution des transferts radiatifs dans l'habitat ne posent pas de gros problèmes. Néanmoins les hypothèses simplificatrices en particulier la linéarisation de ces transferts doivent être utilisées avec précautions. Nous montrons dans la suite que la modélisation proposée est cohérente avec les cas étudiés.

Les échanges radiatifs sont très importants en ce qui concerne la gestion de l'énergie dans l'habitat pour un confort optimal. En effet, dans le cas particulier de locaux fortement isolés, tout apport ou déperdition provoque une variation sensible des températures de surfaces des parois "légères". Il en résulte une variation du flux radiatif échangé par ces surfaces avec les parois de forte inertie. Ces échanges ont un effet auto-régulant naturel. Ce transport d'énergie tend à uniformiser les températures de surfaces et donc à minimiser le déséquilibre énergétique entre les parois du local. On conçoit bien l'intérêt que présente la mesure du flux radiatif échangé à la surface d'une paroi "lourde" de référence, à la fois pour détecter rapidement toute perturbation thermique aléatoire et de plus pour analyser et caractériser l'ambiance d'un point de vue radiatif ce qui, comme le montre divers travaux concernant la sensation de confort ressentie par l'occupant d'un local (14), est au moins aussi important que la référence classique qu'est la température de l'air. (Cf Annexe II).

d) Cas de sollicitations périodiques et rapidement variables

L'étude de l'effet sur le système paroi d'une variation sinusoïdale de sa température de surface a montré dans quelles conditions la paroi pouvait être considérée comme un milieu semi-infini. Nous avons alors introduit la notion d'admittance thermique reliant les grandeurs flux et température de surface.

$$\tilde{\Phi}(\omega) = b\sqrt{j\omega} \tilde{T}_s(\omega)$$

En remplaçant \tilde{T}_s par son expression en fonction de $\tilde{\Phi}$ dans la relation :

$$\Phi = h_c (T_a - T_s) + h_r (T_p - T_s)$$

il est possible d'interpréter le comportement de différents types de paroi.

- Lorsque la paroi est isolée, ($b\sqrt{\omega} \ll h$), les échanges internes sont minimisés. La couche superficielle de la paroi qui subit des cycles de stockage - déstockage énergétique est très mince. La température de surface de cette paroi subit alors de fortes variations du même ordre que celles des températures caractéristiques des échanges externes, \tilde{T}_a et \tilde{T}_p . Dans ce cas l'interprétation de la relation flux - température de surface est très complexe car elle dépend à la fois des températures \tilde{T}_a , \tilde{T}_p et des coefficients d'échange h_c et h_r .

- Quand la paroi est de type "lourd", ayant une conductivité élevée, la relation $b\sqrt{\omega} \gg h$ est vérifiée. Une importante quantité d'énergie est nécessaire pour que l'on observe une variation sensible de la température de surface. La paroi caractérise dans ce cas l'inertie du local et la stabilité de sa température de surface permet d'envisager la détection de perturbations énergétiques par la mesure du flux radiatif échangé par cette paroi et son environnement.

Ainsi que nous l'avons fait pour le système paroi il est possible par analogie d'introduire la notion d'admittance thermique en analysant la relation flux-température caractéristique d'échange superficiel (\tilde{T}_a ou \tilde{T}_p) (4).

A partir de l'hypothèse d'une paroi semi-infinie et en admettant un coefficient d'échange constant on peut écrire

$$\tilde{T}_x - \tilde{T}_s = \frac{\tilde{\phi}_x}{h_x} \quad (x = c \text{ ou } r)$$

L'admittance thermique définie précédemment s'écrit :

$$b \sqrt{j\omega} = \frac{\tilde{\phi}_s}{\tilde{T}_s}$$

On introduit alors une grandeur b'_x que l'on appellera dans la suite, "effusivité apparente"

$$\frac{\tilde{\phi}_x}{\tilde{T}_x} = b'_x \sqrt{j\omega}$$

En combinant les trois relations précédentes on obtient

$$b'_x = \frac{h_x b}{h_x + b \sqrt{j\omega}}$$

grandeur complexe dont le module est

$$\text{Mod}(b'_x) = \frac{b}{\sqrt{1 + \frac{2}{Bi_x} + \frac{2}{Bi_x^2}}}$$

et la phase :

$$\psi_x = - \text{Arctg} \left(\frac{1}{1 + Bi_x} \right)$$

Bi_x étant le nombre de Biot, nombre adimensionnel qui fixe les conditions d'échanges superficiels et donc les relations entre flux et températures

$$Bi_x = \frac{h_x}{b} \sqrt{\frac{2}{\omega}}$$

Le déphasage γ_x existant entre le flux et la température caractéristique de l'échange ne dépend que du nombre de Biot

$$\gamma_x = \pi/4 - \text{Arctg} \left(\frac{1}{1 + Bi_x} \right)$$

$$x \rightarrow 0 \quad \text{si} \quad Bi_x \rightarrow 0$$

$$x \rightarrow \pi/4 \quad \text{si} \quad Bi_x \rightarrow \infty$$

Si on trace la valeur de $\text{Mod}(b'_x)$ en fonction de b (Courbe 4 a) ceci pour différentes valeurs de h_x et pour une pulsation ω constante égale à 7.10^{-4} rad/s. On s'aperçoit que pour les matériaux de forte ou moyenne effusivité c'est essentiellement le coefficient h_x qui impose la valeur de $\text{Mod}(b'_x)$ par contre pour les parois de faible effusivité cette dernière est prépondérante.

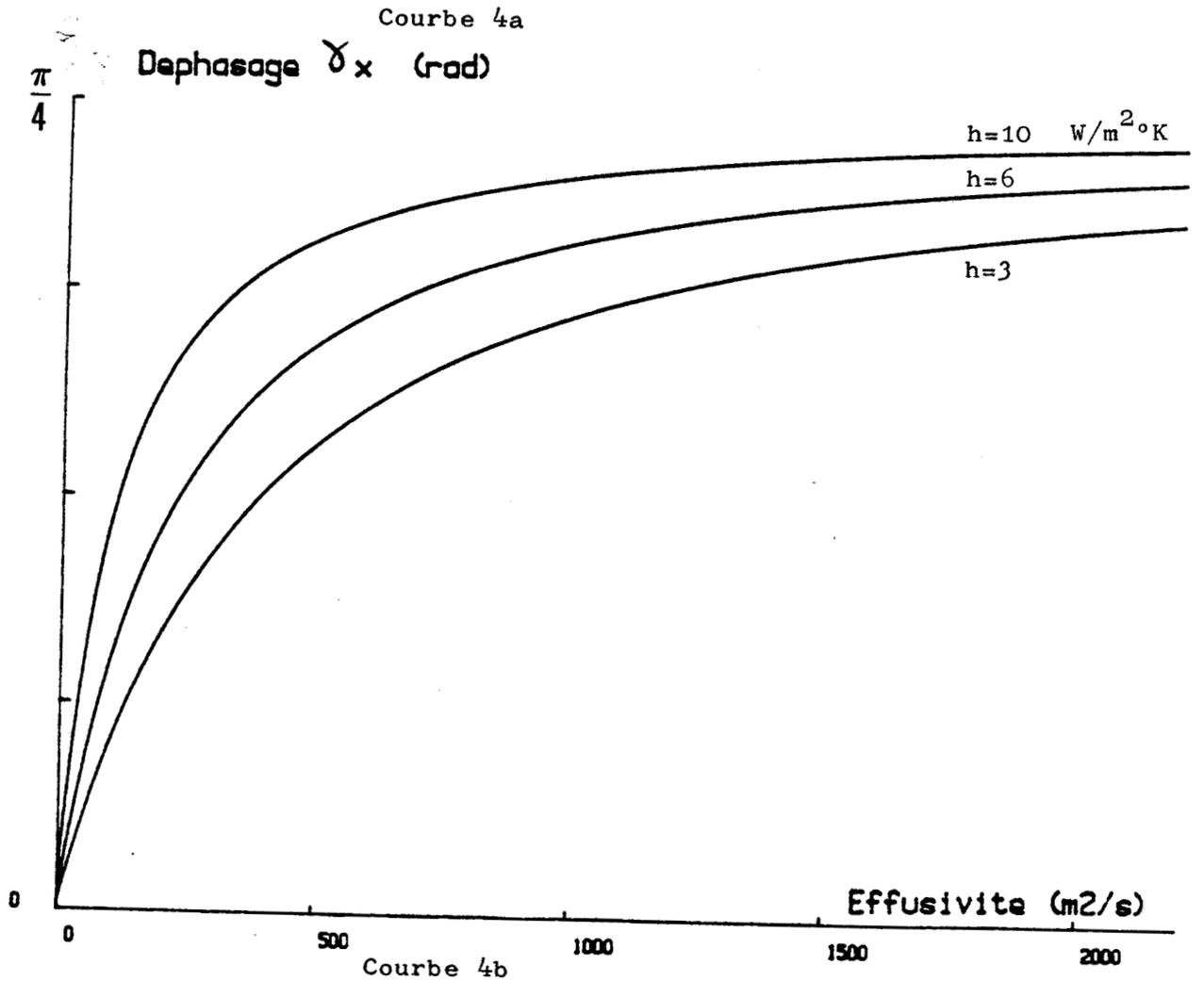
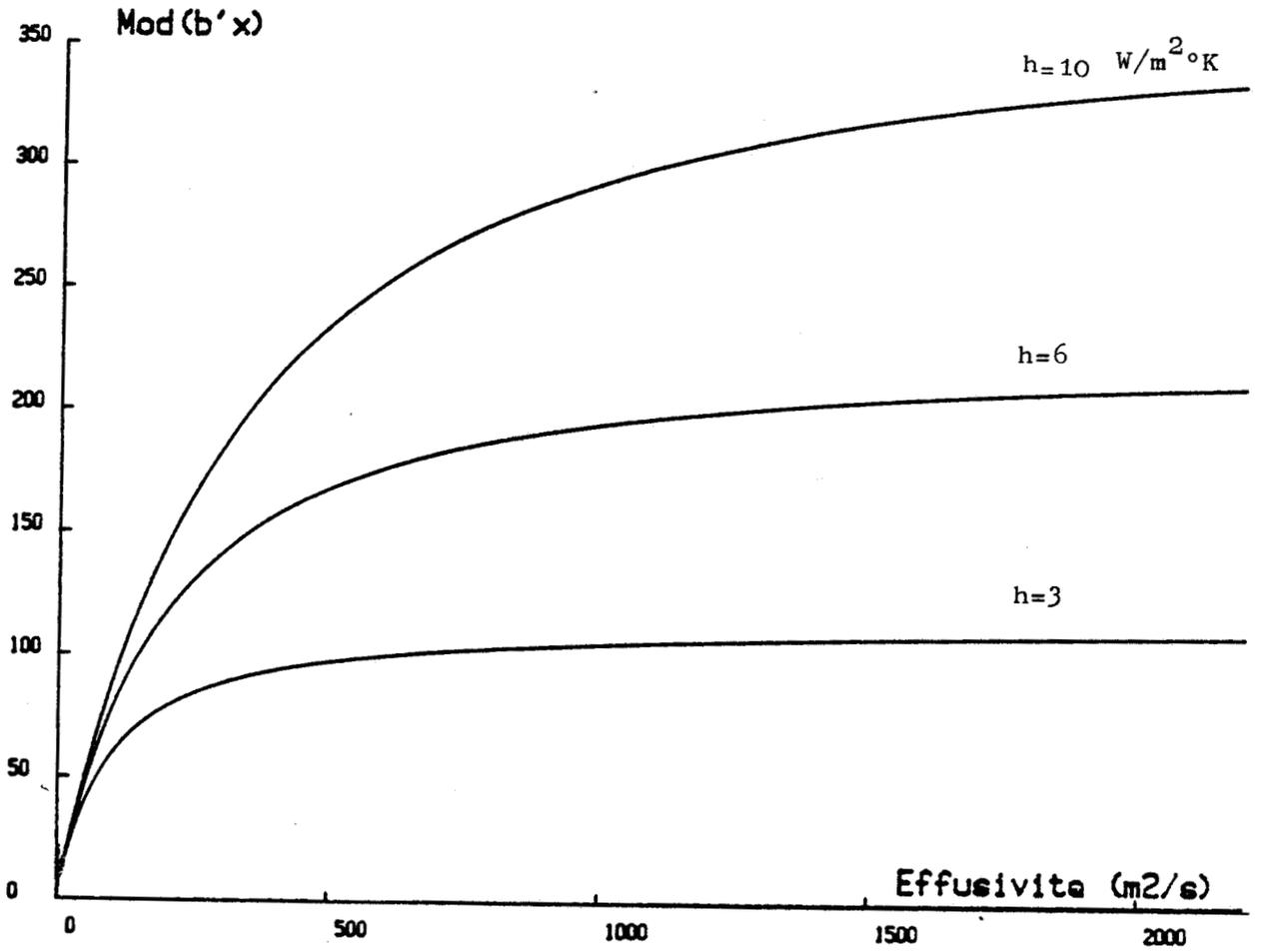
Enfin, en ce qui concerne le déphasage γ_x (Courbe 4b) on peut remarquer un effet d'anticipation plus ou moins important, selon la valeur de Bi_x , des variations de flux sur les variations de température \tilde{T}_x , ce résultat peut être important en régulation.

I.4) - CONCLUSION

Ce premier chapitre nous a permis de mettre en évidence de façon théorique les relations fondamentales existant entre les grandeurs flux et température à la surface d'une paroi. Deux modes d'interprétation sont possibles. Soit on considère les échanges thermiques conductifs à l'intérieur de la paroi. Soit on analyse les variations de flux et température superficiels à partir d'une modélisation simple des échanges thermiques se produisant entre la paroi et son environnement.

Dans les deux cas il paraît possible d'analyser séparément les variations lentes et rapides des différentes variables.

L'ensemble de ces résultats sera discuté dans la suite de ce travail.



CHAPITRE II

MESURES FLUXMETRIQUES

-000-

II.1) - INTRODUCTION

L'ensemble des résultats précédents a montré comment la détermination expérimentale simultanée du flux et de la température d'une surface s'impose comme une mesure essentielle pour caractériser le déséquilibre thermique entre un système et son environnement.

En pratique, ces résultats ne peuvent être obtenus simplement qu'à l'aide de capteurs très performants et surtout très peu perturbateurs. De ce point de vue les fluxmètres classiques à paroi auxiliaire basés sur la mesure d'une différence de température (dans la direction du flux) sont pénalisés. En effet le principe de ces capteurs nécessite une résistance thermique importante placée entre des jonctions thermo-électriques et donc non négligeable.

En régime instationnaire il faut de plus effectuer des corrections en considérant le capteur comme une couche supplémentaire caractérisée par des paramètres thermiques moyens, connus. L'application de ces méthodes conduit très rapidement à des calculs fastidieux.

II.2) - CARACTERISTIQUES DES CAPTEURS UTILISES

a) - Principe

Le principe des capteurs que nous utilisons est fondamentalement différent (15) puisque le circuit thermoélectrique sensible est constitué d'un ruban conducteur de constantan de très faible épaisseur recouvert d'électrodes de cuivre de formes dissymétrique. Ce système permet de créer dans le plan de mesure des hétérogénéités de densité de flux qui induisent des gradients de température tangentiels au plan de mesure. L'ensemble des cellules thermoélectriques placées en série produit une tension électrique proportionnelle à la différence de température existant entre les deux milieux séparés par l'appareil donc au flux thermique traversant le capteur.

Afin d'uniformiser la température à la surface et d'assurer l'unidirectionnalité des lignes de flux dans les plans extrêmes de celui-ci, on dispose, de part et d'autre du circuit imprimé bimétallique isolé, de très fines couches de matériaux de grande conductivité thermique (cuivre, aluminium, ...).

b) Étalonnage

L'étalonnage d'un fluxmètre a pour objectif d'évaluer sa sensibilité K , c'est-à-dire la tension délivrée par le capteur en régime établi quand on le soumet à une densité de flux imposée de 1 W/m^2

Le dispositif utilisé pour la détermination de la sensibilité est schématisé figure 5. Le capteur à étalonner est placé sur la plaque échangeuse inférieure, on lui superpose une résistance électrique plane, un fluxmètre auxiliaire de sensibilité connue et une couche isolante. L'ensemble est légèrement comprimé par la plaque échangeuse supérieure, mobile grâce à un verin pneumatique.

La résistance électrique de dimensions rigoureusement égales à celles du fluxmètre est constituée d'un réseau de constantan gravé sur un support de kapton de 0,1 mm d'épaisseur collé sur une plaque d'aluminium de même épaisseur qui assure l'homogénéité de la température de surface de la source.

La résistance alimentée par une alimentation stabilisée délivre une puissance thermique réglable. Cette puissance P_f se répartit de manière inégale dans le dispositif. La couche isolante limite le flux ascendant ϕ_a mesuré par le fluxmètre auxiliaire à quelques pour cent de la puissance totale dissipée. La différence $P_f - \phi_a$ constitue le flux imposé au fluxmètre à étalonner, la sensibilité de celui-ci s'obtient alors par

$$K = \frac{E_s}{P_f - \phi_a}$$

où E_s est la tension délivrée par le fluxmètre.

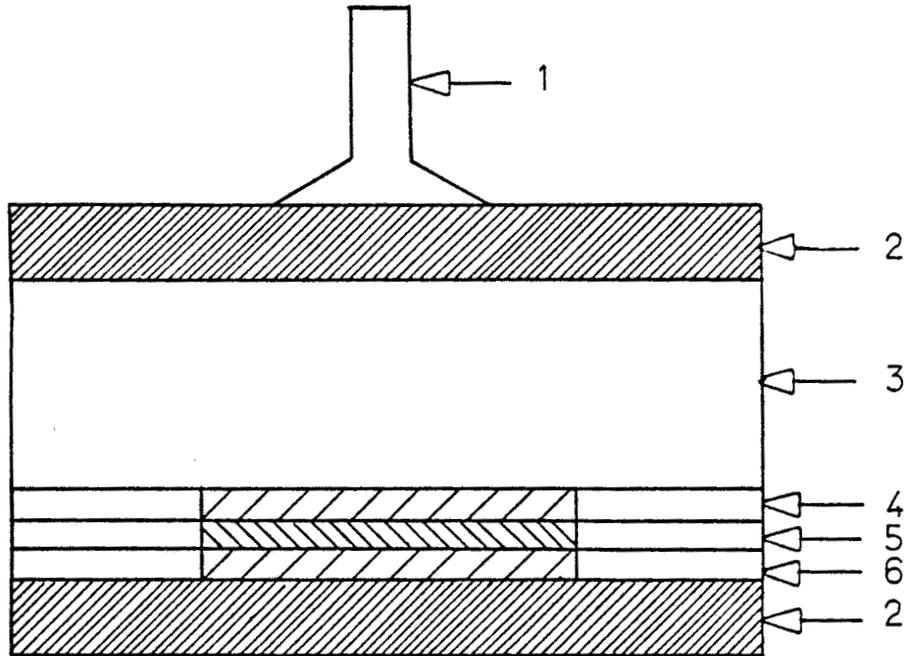
Cette mesure est effectuée pour différentes valeurs de P_f ce qui permet de montrer que K est indépendante de la valeur du flux à mesurer (16). Les signaux relevés sont de l'ordre de quelques dizaines de $\mu V/w/m^2$ et l'utilisation d'une chaîne de mesure de haute résolution est nécessaire.

Les plaques échangeuses inférieure et supérieure sont régulées en température par une circulation d'eau à partir d'un bain thermostaté assurant une température constante à mieux de 1/20 de degré ce qui permet d'éliminer tout flux parasite résultant d'un léger écart de température entre les plaques.

L'étalonnage du capteur est en lui-même insuffisant car lors de mesures il est nécessaire de connaître l'influence de l'appareil sur le résultat de la mesure. C'est-à-dire, connaissant les caractéristiques physiques de celui, en déduire l'état du système considéré tel qu'il serait en absence de fluxmètre.

c) - Résistance thermique

Compte tenu de la faible épaisseur de l'appareil (0,1mm) et de sa nature métallique la résistance thermique de celui-ci est très faible ($0,005 K/W.m^2$) et de ce fait négligeable dans la plupart des applications habituelles. Il faut également prendre en compte la résistance de contact existant entre le capteur et la paroi sur laquelle il est disposé. Ces effets peuvent être minimisés en utilisant de la graisse thermique (siliconée) afin d'assurer un meilleur contact.



- 1 - Verin pneumatique
- 2 - Plaques Echangeuses
- 3 - Isolant Thermique
- 4 - Fluxmètre Auxiliaire
- 5 - Resistance Chauffante
- 6 - Fluxmètre à Etalonner

Figure 5 : Dispositif expérimental pour la détermination de la sensibilité des capteurs

d) - Capacité thermique

La plupart des mesures de flux s'effectuent en régime variable et il faut dans ce cas prendre en compte les effets capacitifs. Ces effets sont importants lorsqu'on analyse les transferts à la surface de parois légères (polystyrène). Ces perturbations ont été étudiées en détail (5) et ne sont effectives qu'au début des régimes transitoires. Par contre elles peuvent être négligées lorsque le capteur est disposé sur une paroi "lourde" (béton, plâtre, ...). La valeur mesurée de la capacité du capteur (10 J/K) montre l'intérêt des fluxmètres à circuit imprimé bimétallique pour les mesures en régime variable.

e) - Perturbations introduites par le capteur disposé à la surface d'une paroi

Lorsqu'un fluxmètre est apposé à la surface d'une paroi, les feuilles de protection cuivrées disposées de part et d'autre du circuit thermoélectrique ont une température qui résulte :

- pour la partie située coté ambiance, d'échanges convectifs et radiatifs avec l'environnement ;
- pour la partie située coté paroi, d'échanges conductifs entre les parties internes de celle-ci.

Le schéma équivalent représentatif des perturbations introduites par le capteur sur une paroi est représenté (Figure 6).

Compte tenu de la faible résistance thermique équivalente du capteur l'écart de température δT est faible et il en est de même en ce qui concerne l'écart $\delta T' = T_s - T_s'$ du essentiellement à la présence du capteur.

Les erreurs systématiques en régime permanent résultent surtout du fait d'un contraste d'émissivité entre le fluxmètre et la surface de la paroi.

Ce contraste induit une modification locale des échanges radiatifs d'où une variation sensible de température en fonction de la valeur de la température radiante "vue" de la paroi.

A titre d'illustration nous montrons sur la figure 7. Les variations de températures et les distorsions de lignes de flux induites par une petite surface d'émissivité nulle recouvrant partiellement une surface d'émissivité égale à 1. Ces résultats en régime permanent ont été obtenus en utilisant le logiciel d'éléments finis KOBRU 86, commercialement disponible. Deux types de paroi ont été étudiées : béton (Fig. 7a) et polystyrène (Fig. 7b).

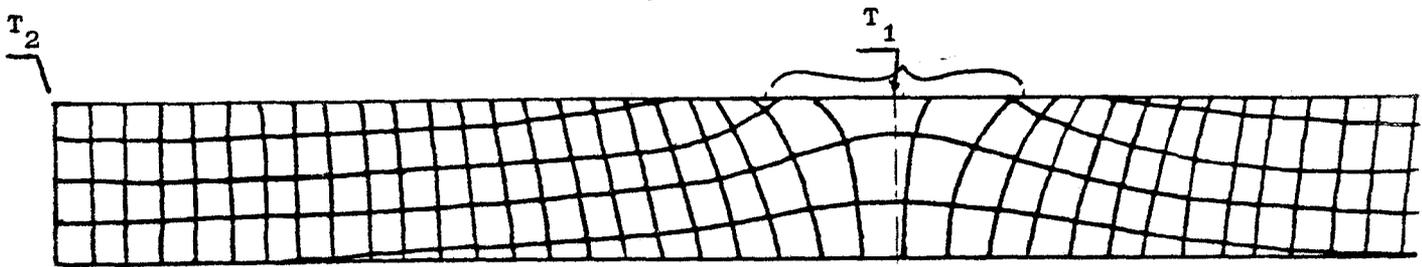


Figure 7a : $e = 10$ cm (épaisseur)

béton : $\lambda = 1,5$ W/m $^{\circ}$ K

face supérieure : $\phi_{cv} = 3(17 - T_s)$

$\phi_R = 5(20,2 - T_s)$

face inférieure : $\phi_{tot} = 8(10 - T_s)$

δT isothermes = 0,5 °C

$\delta \phi$ isoflux = 0,5 W/m

$T_2 - T_1 = 1,3$ °C

$T_2 = 15,4^{\circ}$ C

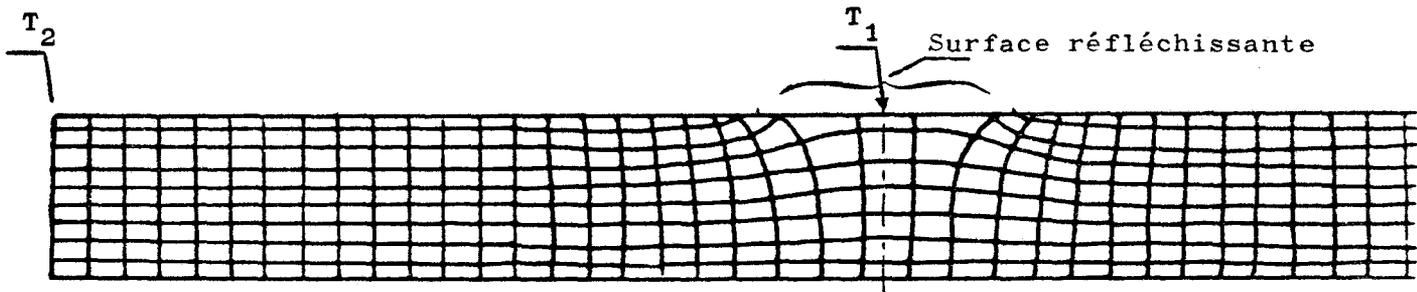


Figure 7b : polystyrène : $\lambda = 0,033$ W/m $^{\circ}$ K

δT isothermes = 1 °C

$\delta \phi$ isoflux = 0,05 W/m

$T_2 - T_1 = 2,3$ °C

$T_2 = 18,7^{\circ}$ C

II.3) - SEPARATION DES COMPOSANTES RADIATIVES ET CONVECTIVES DU FLUX
A LA SURFACE D'UNE PAROI

Le flux thermique mesuré par un fluxmètre posé sur une paroi de même émissivité est égal au bilan des échanges convectifs et radiatifs à la surface du capteur.

$$\phi_f = \phi_{cvf} + \phi_{rf}$$

en régime lentement variable et en négligeant le rayonnement courtes longueurs d'onde on a :

$$\phi_f = hc_f (T_a - T_{s_f}) + hr_f (T_p - T_{s_f})$$

où T_{s_f} est la température de surface du fluxmètre

hc_f , hr_f les coefficients représentatifs des échanges par convection et par rayonnement à la surface du capteur. Celui-ci ayant une très faible épaisseur (0,1 mm) et l'écart de température $T_{s_f} - T_s$ restant faible on peut considérer que les échanges convectifs ne sont pas perturbés par la présence du capteur, ($hc_f = h_c$). Il en est de même pour le coefficient d'échange par rayonnement si le capteur est recouvert d'un fin revêtement d'émissivité voisine de 1.

Par contre, lorsque l'on recouvre le capteur d'une feuille de très faible émissivité, le coefficient h_r tend vers zéro et on mesure alors la composante convective du flux qui s'écrit

$$\phi_{cvf}^* = h_c^* (T_a - T_{s_f}^*)$$

Dans cette expression $T_{s_f}^*$ représente la température mesurée par le fluxmètre réfléchissant. Le contraste des émissivités impose un écart non constant entre les deux températures T_{s_f} et $T_{s_f}^*$. Le flux convectif mesuré ϕ_{cvf}^* par le fluxmètre "réfléchissant" doit alors être corrigé à chaque instant pour accéder à la véritable composante convective du flux mesuré par le fluxmètre "noir".

Les écarts de température restant relativement faibles et au vu des petites dimensions des capteurs par rapport à celles de la paroi. On peut considérer que le coefficient d'échange par convection est identique pour les deux fluxmètres ($h_c^* = h_c$).

Ce coefficient peut être évalué à partir de l'expression

$$h_c = \frac{\phi_{cvf}^*}{T_a - T_{s_f}^*}$$

puis utilisé pour déterminer la valeur du flux convectif corrigé.

$$\phi_{cvf} = h_c (T_a - T_{sf})$$

On peut alors déterminer également la valeur du flux radiatif échangé par la surface du fluxmètre avec son environnement

$$\phi_{rf} = \phi_f - \phi_{cvf}$$

L'ensemble de ces résultats est utilisé dans la suite de ce travail pour le traitement de mesures réalisées à la surface de parois fortement conductrices et de grande inertie pour lesquelles $T_s \neq T_{sf}$. Les relations précédentes peuvent être utilisées pour déterminer les valeurs de la température d'air et de la température radiante "vue" de la paroi en fonction de la température de la surface de référence. Ceci en écrivant :

$$T_a = \frac{\phi_{cvf}^*}{h_c} + T_{sf}^*$$

$$T_p = \frac{\phi_f - \phi_{cvf}}{h_r} + T_s$$

dans la mesure ou les coefficients h_c et h_r ont été préalablement identifiés et gardent une valeur sensiblement constante en présence d'échanges radiatifs variables.

II.4) - CONCLUSION

Les mesures de flux appliquées à la caractérisation de matériaux utilisés dans le bâtiment sont relativement courantes depuis plusieurs années. Les problèmes de mesures liés à la présence des capteurs ont été largement étudiés (5) du point de vue des échanges conductifs et ont permis la mise au point de méthodes rapides de détermination des caractéristiques thermiques de matériaux. (16).

Par contre les mesures fluxmétriques à la surface de parois de bâtiment et leur interprétation en fonction de paramètres caractéristiques de l'ambiance dans un local ont été très peu développées.

Dans ce chapitre après l'exposé rapide des principales caractéristiques des capteurs utilisés. Nous avons pu mettre en évidence de façon "théorique", toute la difficulté d'interprétation de ces mesures dans le cas de parois de différentes natures et lorsqu'il existe des contrastes d'émissivité de surface.

Ces problèmes sont à la base de l'étude présentée ici. Ce contraste est utilisé afin de séparer les composantes radiatives et convectives du flux mesuré à la surface d'une paroi. Cette hypothèse étant validée à partir de résultats expérimentaux.

CHAPITRE III

**VALIDATION DES MESURES DE FLUX RADIATIFS
ET CONVECTIFS EN CAISSON CLIMATIQUE**

III.1) - INTRODUCTION

Les buts de ce chapitre sont multiples. Dans un premier temps il s'agit par des essais préliminaires de rechercher des résultats qualitatifs validant notre approche expérimentale. L'installation utilisée est modulable ce qui permet de tester différents types de paroi en étudiant leur réponse en flux et température de surface lors de perturbations convectives ou radiatives.

Les mesures réalisées permettent de mettre en évidence les relations de proportionnalité reliant les variables flux et écarts de température.

Enfin, les fonctions de corrélation sont utilisées pour quantifier ces relations en évaluant les valeurs des coefficients d'échange par identification, ces mêmes fonctions permettent d'analyser en régime lentement ou rapidement variable les échanges énergétiques entre les grandeurs essentielles caractéristiques de l'état thermique du local (17, 18, 19).

III.2) - INSTALLATION EXPERIMENTALE

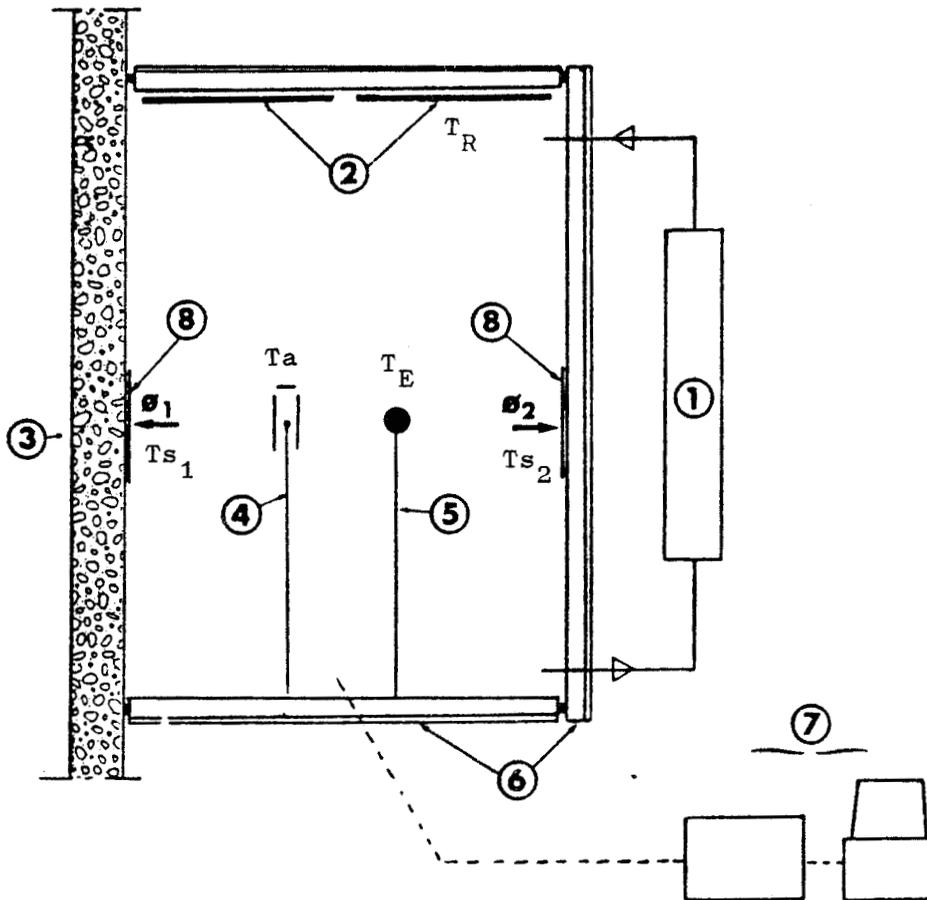
Le dispositif expérimental utilisé est représenté Figure 8. Il comprend un caisson climatique de 6 m³ dont les parois sont amovibles. Celles-ci sont constituées de 2 cm de bois doublées vers l'intérieur par 4 cm de mousse de polyuréthane, une des parois verticales sera remplacée au cours de l'expérimentation par une paroi en béton de 12 cm d'épaisseur.

L'état thermodynamique de l'air dans le caisson climatique est contrôlé par échanges thermiques dans deux batteries chaudes de puissance modulable et une batterie froide. La circulation de l'air est assurée par un ventilateur à débit variable. Les batteries sont contrôlées soit par une régulation proportionnelle industrielle, soit par un micro ordinateur assurant à la fois l'acquisition des données et le pilotage de la centrale de climatisation.

Le micro ordinateur utilisé est un micro ordinateur CBM 4032 auquel est associé une chaîne d'acquisition classique qui permet le balayage et la mesure de voies bas "niveaux". Une chaîne réalisée dans le laboratoire permet à la fois l'acquisition des données et le pilotage éventuel des batteries de chauffe (20).

Des films résistifs sont tendus au plafond et permettent de faire varier la valeur de la température radiante à l'intérieur de l'enceinte.

Le bilan des échanges radiatifs et convectifs est mesuré simultanément au centre des surfaces de deux parois verticales se faisant face et placées symétriquement par rapport à la direction de circulation de l'air. Les fluxmètres thermiques sont "collés" à la graisse sur les parois étudiées. Les capteurs utilisés sont de type plan de surface active 0,25 x 0,25 m² et d'épaisseur inférieure à 0,2 mm. Leur sensibilité est de l'ordre de 30 $\mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$ et leur constante de temps d'environ 1 seconde.



- 1 CENTRALE DE TRAITEMENT D'AIR
- 2 PANNEAUX RAYONNANTS
- 3 PARI "LOURDE" (BETON 12CM)
- 4 SONDE DE TEMPERATURE D'AIR
- 5 SONDE DE TEMPERATURE RESULTANTE
- 6 PARI "LEGERE" ISOLANT-BOIS
- 7 SAISIE DES DONNEES, ORDINATEUR
- 8 CAPTEURS FLUX-TEMPERATURE

Figure 8 : Dispositif expérimental

Les températures d'air, résultante et de surfaces sont mesurées à l'aide de thermocouples de type K de 0,2mm de diamètre. La température d'air à l'intérieur d'un cylindre à double parois réfléchissantes afin d'éliminer toute perturbation radiative parasite et la température résultante à l'intérieur d'une sphère noire métallique de très faible épaisseur et de 10cm de diamètre.

Les surfaces de mesure des capteurs pourront être recouvertes de feuilles "noires" d'émissivité voisine de 1 de façon à ce que ces surfaces aient une émissivité voisine de celle des parois de bâtiment. Dans d'autres configurations, les surfaces de mesure pourront être revêtues d'une feuille d'émissivité voisine de zéro de façon à minimiser les échanges radiatifs.

Il est très important de garder à l'esprit que la température mesurée sous un capteur non absorbant est différente de celle de la paroi sur laquelle il est disposé. La mise en place d'un anneau de garde évite les effets de bord et assure l'unidirectionnalité du flux dans la surface de mesure du capteur. Enfin, compte tenu de la modification de la température de surface due à la présence du revêtement réfléchissant, le flux convectif n'est jamais directement mesuré. Dans le cas d'une paroi de forte inertie thermique la perturbation est minimisée et rend possible l'estimation du coefficient d'échange convectif supposé identique sur les surfaces de la paroi et du capteur.

III.3) - RESULTATS EXPERIMENTAUX OBTENUS DANS UN CAISSON SYMETRIQUE A PAROIS ISOLEES

Ces essais ont pour but de vérifier les conditions de symétrie à l'intérieur du caisson climatique tant au niveau des parois que des sollicitations convectives et radiatives.

a) - Perturbation convective

Deux cas sont ici présentés :

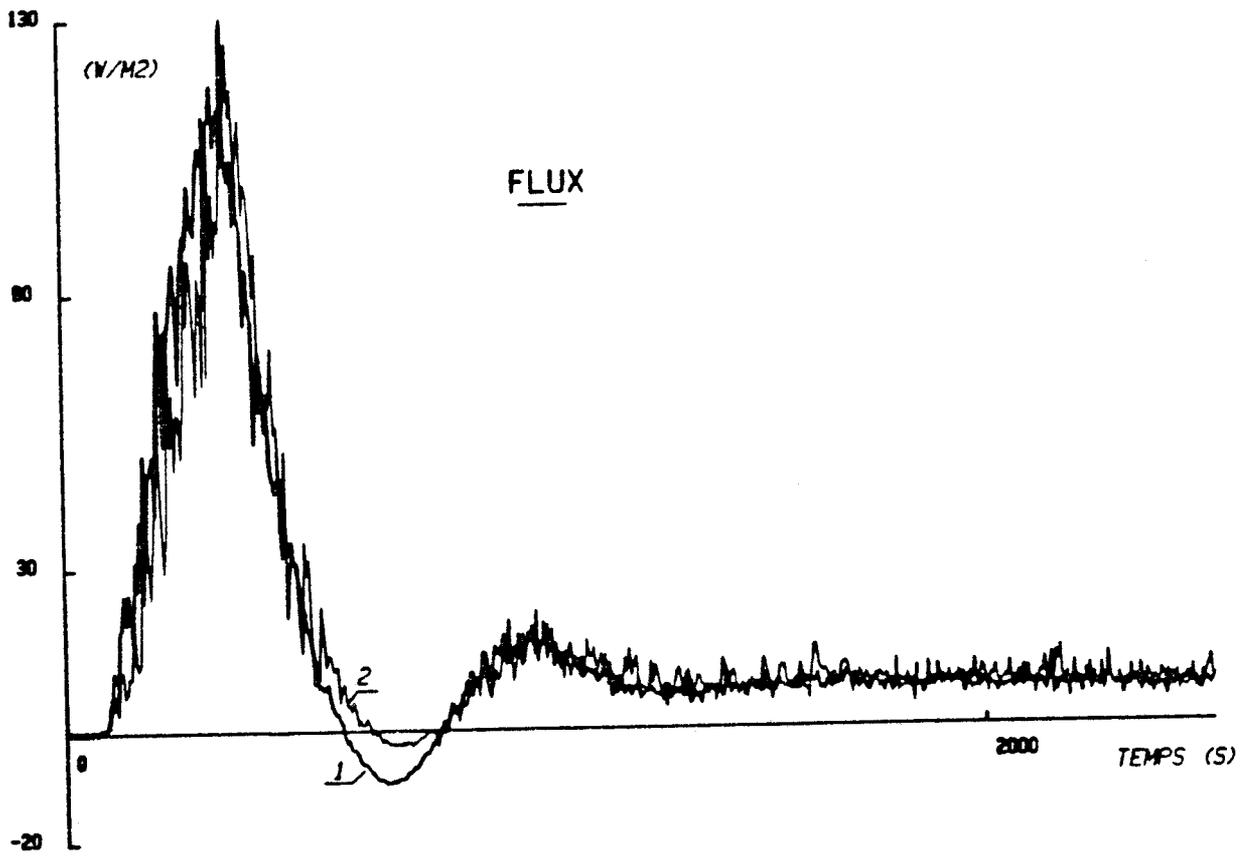
Dans le premier cas les fluxmètres disposés sur les parois 1 et 2 ont une émissivité voisine de 1. Le caisson est initialement en équilibre thermique avec le milieu extérieur, les flux sur chacune des parois étant identiquement nuls. On provoque alors une brusque augmentation de la température d'air, soit environ 10°C. La forme de cette variation en fonction du temps de la température d'air pendant la durée de régime transitoire est déterminée par la commande du système de climatisation.

Mesure des flux convectifs.

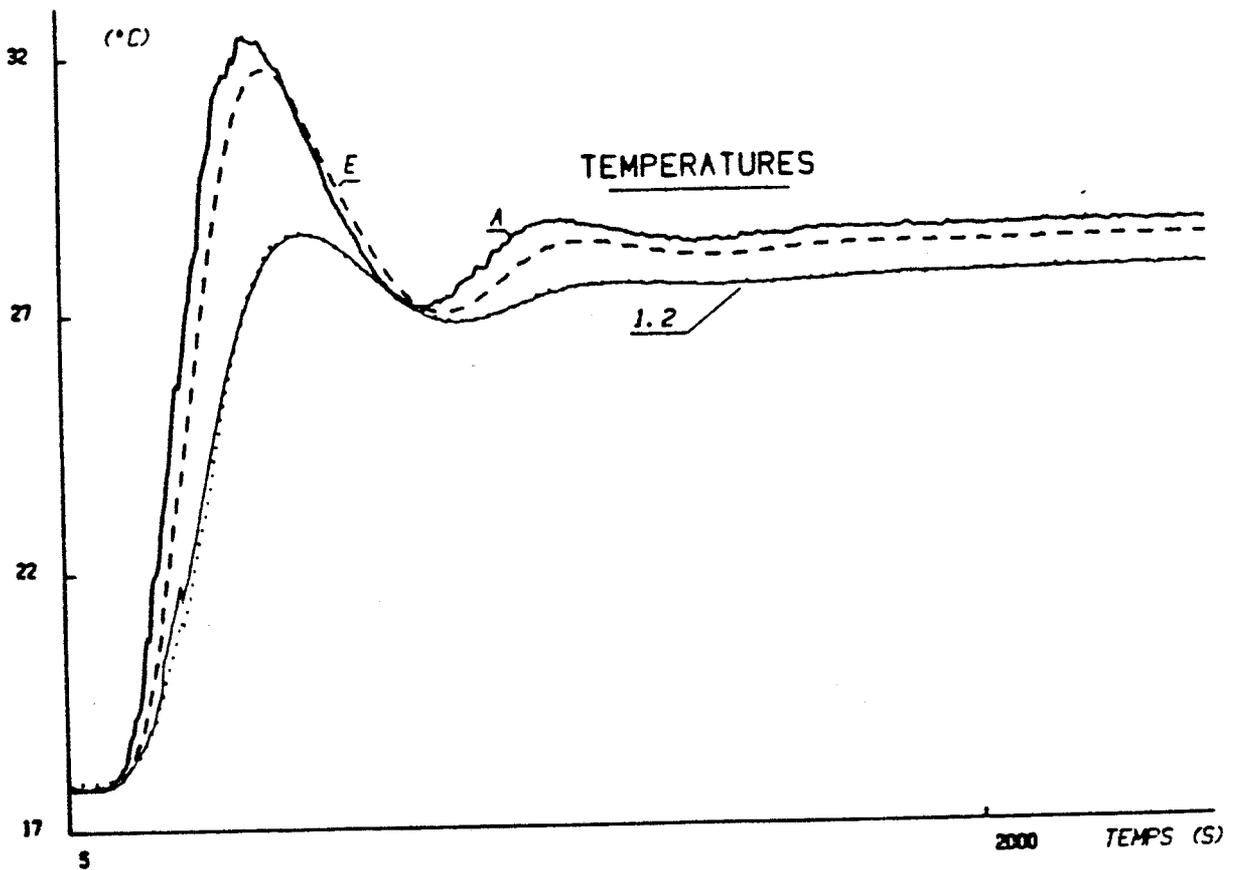
Les parois isolées étant toutes identiques, tout écart entre les températures des surfaces 1 et 2 ou entre les flux thermiques détectés résulterait d'une dissymétrie spatiale des échanges convectifs ou radiatifs. Dans le cas étudié (Courbes 9) nous observons à chaque instant :

$$Ts_1(t) = Ts_2(t)$$

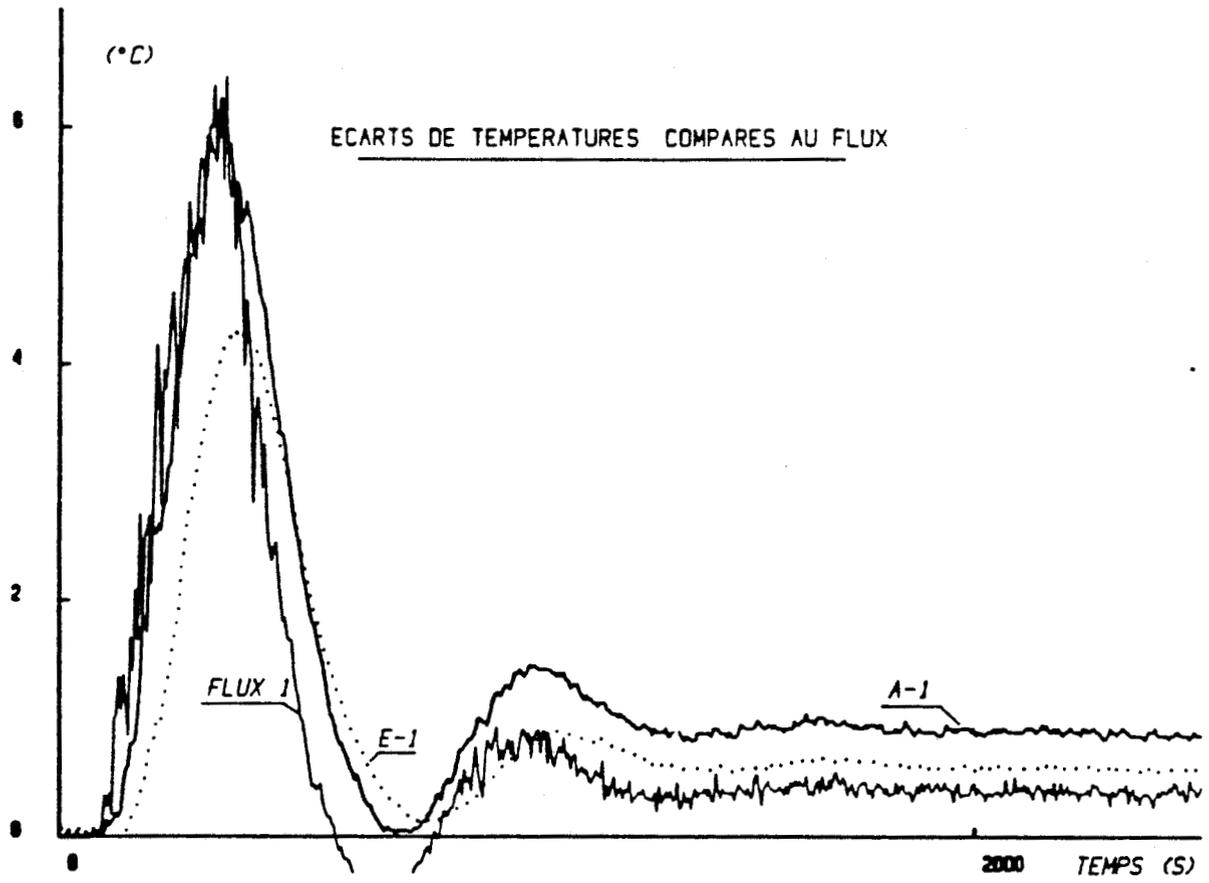
$$\text{et } \phi_1(t) = \phi_2(t)$$



Courbe 9a



Courbe 9b



Courbe 9c

On a donc bien symétrie des échanges pour les deux parois 1 et 2 disposées face à face.

Les températures de surface étant égales, le bilan des échanges radiatifs entre parois est d'importance négligeable. Les flux mesurés sont donc purement convectifs et en faisant l'hypothèse d'un transfert convectif linéaire on peut évaluer, en régime permanent, un coefficient d'échange par convection local, en écrivant :

$$h_C = \frac{\phi}{T_a - T_s}$$

Par contre en régime variable les effets capacitifs provoquent une augmentation importante du flux thermique mesuré. La capacité des capteurs n'étant pas négligeable il n'est alors pas possible de déterminer la valeur de coefficient d'échange convectif.

On peut également remarquer sur les courbes que la température détectée par la boule noire a une valeur intermédiaire entre la température d'air et les températures de surface. On vérifie ainsi que la température résultante est différente de la température "équivalente" vue de la paroi qui elle pilote le flux. En effet la composante radiative du flux étant nulle on a :

$$\phi = h_C (T_a - T_s) = h_C (T_{eq} - T_s)$$

donc $T_a = T_{eq}$ alors que $T_a \neq T_s$

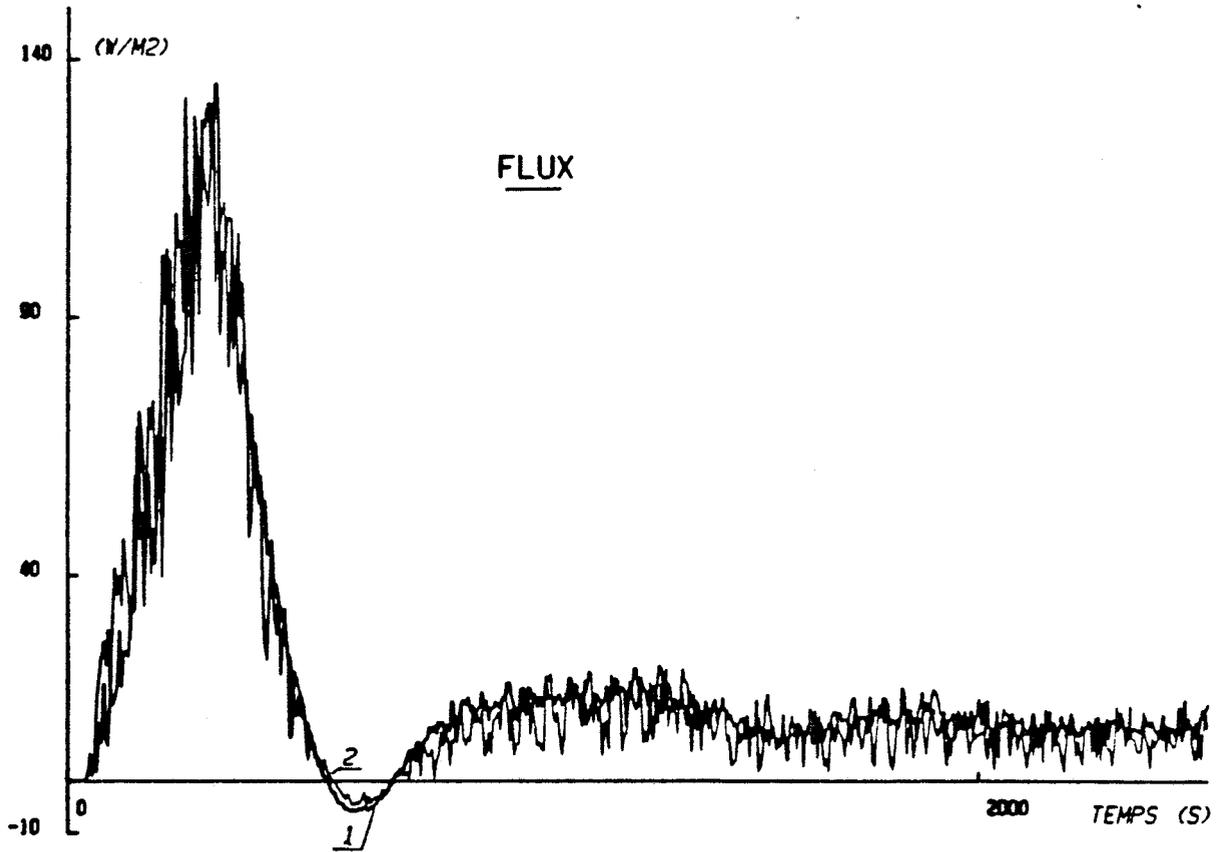
Le même essai est maintenant réalisé (Figure 10) mais avec un fluxmètre recouvert d'une feuille d'aluminium d'émissivité proche de zéro. Le but de cet essai est d'évaluer l'erreur due à la présence des capteurs.

Les températures T_{s_i} représentent les températures des surfaces i dans le plan de mesure des fluxmètres. Les températures T_{p_i} représentent les températures de paroi i mesurées à coté des capteurs. On mesure de plus la température de surface des panneaux radiants non alimentés, R .

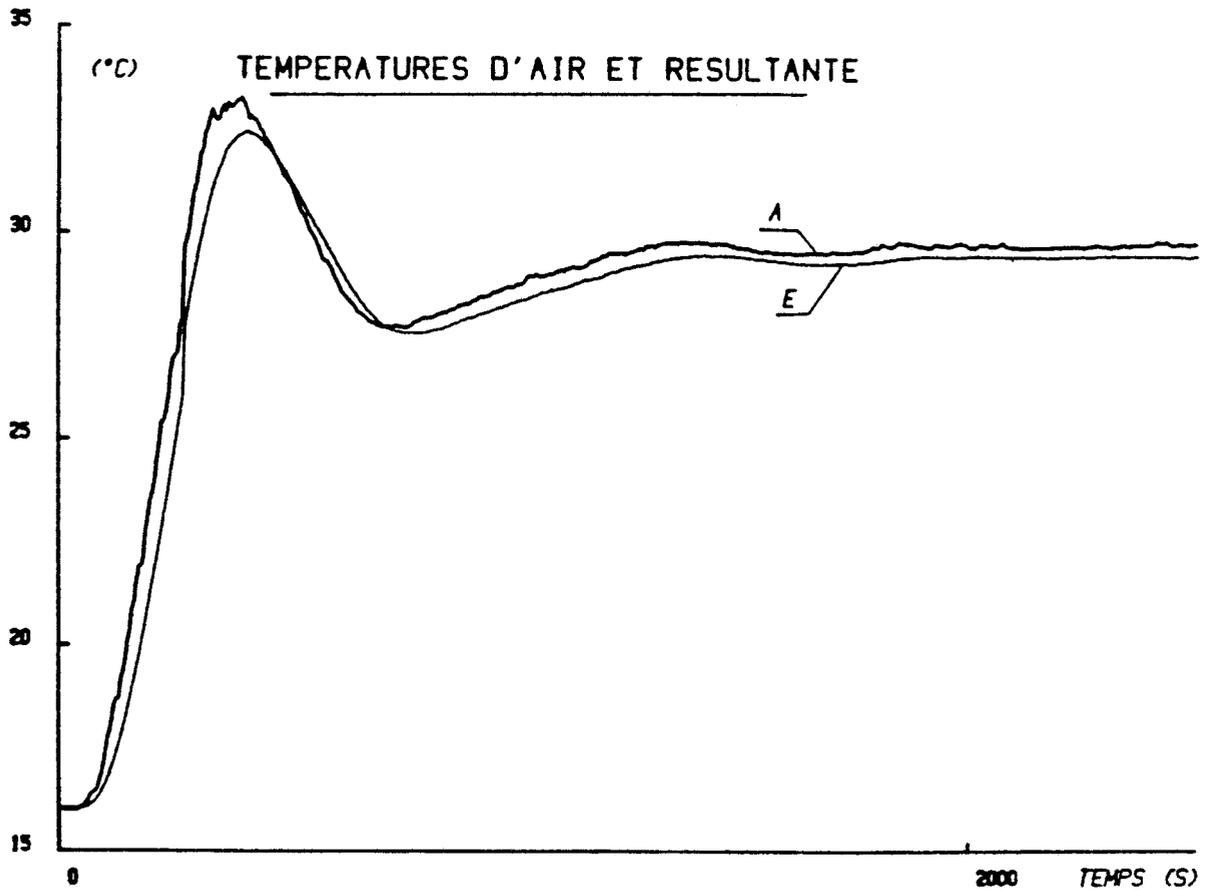
Résultats : Les flux thermiques mesurés restent égaux entre eux (Courbe 10a) en régime permanent comme en transitoire ce qui confirme l'hypothèse du bilan des échanges radiatifs nul et donc que les flux mesurés noirs ou brillants dans ce cas purement convectifs. On remarque simplement une dissymétrie des températures de surface due au contraste des émissivités (Courbe 10c). En régime établi T_{s_1} est supérieure à T_{s_2} écart significatif mais il faut le noter, relevé à la surface de parois isolantes.

b) Cas d'une perturbation radiative

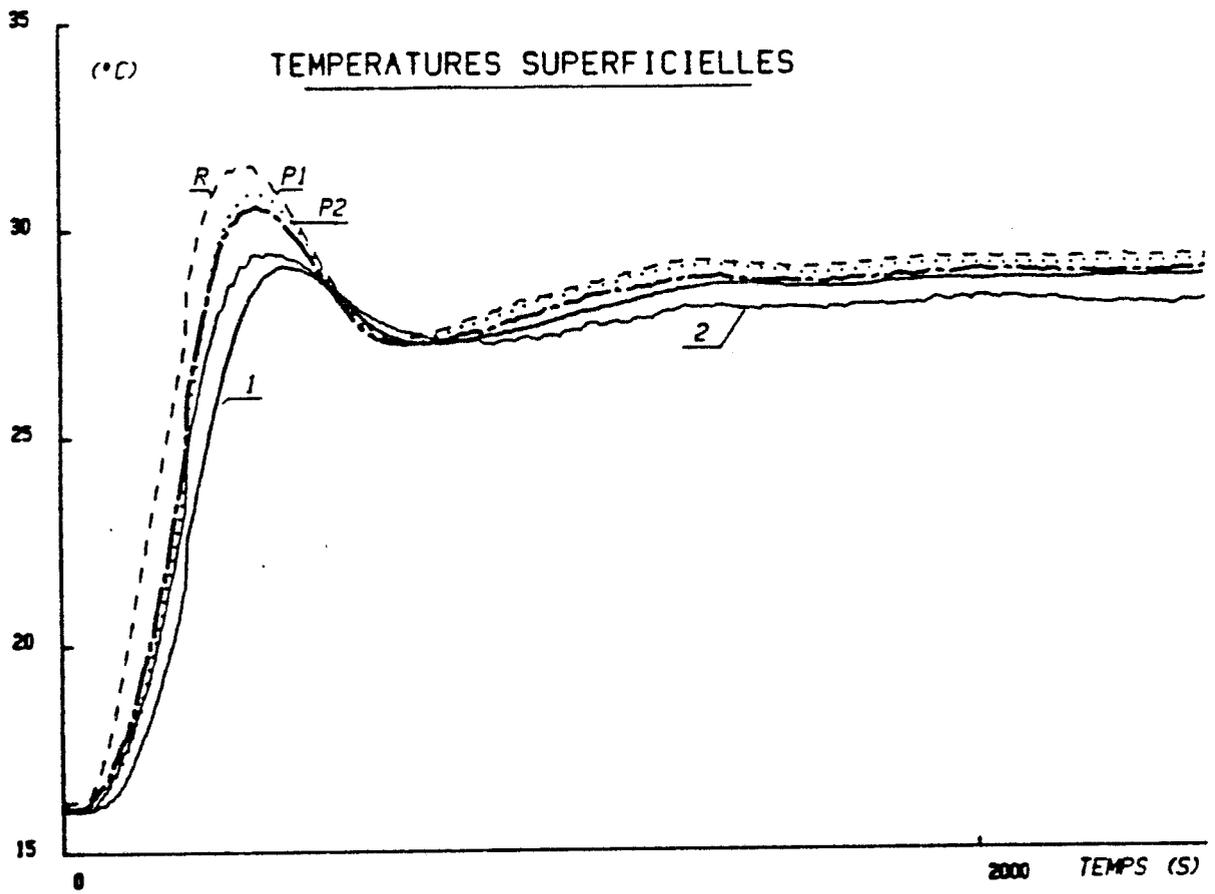
Afin de compléter les résultats précédents nous avons réalisé des mesures de flux "noirs" et températures dans le caisson symétrique isolé soumis à des variations de température d'air contrôlées par la centrale de climatisation et des variations de température radiante produites par les panneaux résistifs alimentés en cours d'essai.



Courbe 10a



Courbe 10b



Courbe 10c

Ces panneaux radiants ont été disposés symétriquement au plafond du caisson, cette disposition est validée en observant sur les courbes 11a et 11b que $Ts_1(t) = Ts_2(t)$ et $\phi_1(t) = \phi_2(t)$ à chaque instant.

Sous l'effet des apports radiatifs on observe une augmentation des température de surfaces qui deviennent supérieures à la température de l'air en fin d'essai. Il en résulte une annulation puis une inversion des échanges convectifs. Ces résultats montrent que les variations de flux thermique à la surface d'une paroi isolée sont essentiellement contrôlées par les caractéristiques thermophysiques de la paroi. Les échanges radiatifs et convectifs se modifiant en ajustant la température de la surface de façon à minimiser les variations du flux total conductif traversant la paroi.

Remarques : On peut remarquer dans la première phase que la température résultante (E) est inférieure à la température d'air (A). Ceci est dû aux apports convectifs prédominants. Par contre dans la deuxième phase (E) devient supérieure à (A) du fait des apports radiatifs imposés.

Enfin, en comparant le flux sur une paroi et les écarts de températures entre (A), (E) et la température de surface de cette même paroi, on observe bien (courbes 11.c et 11.d) que ce n'est pas la température d'air qui contrôle les échanges mais par contre que l'on a une meilleure corrélation entre le flux et $\theta_E = T_E - T_s$.

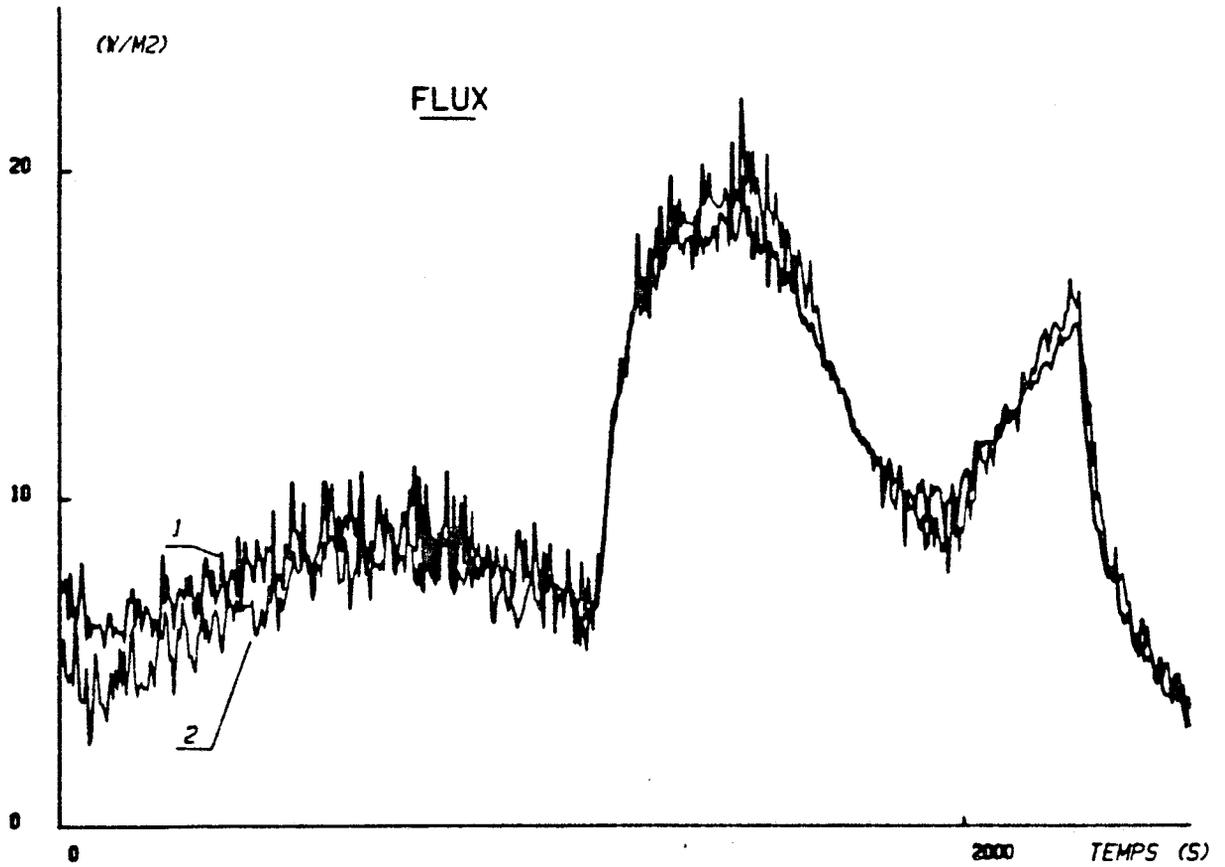
c) Mesures en régime de variation.

Les courbes (12) sont relatives à un essai au cours duquel la température d'air varie sinusoidalement autour d'une valeur moyenne de 30°C, le caisson climatique étant soumis dans le même temps à une variation en échelon de la température des panneaux radiants.

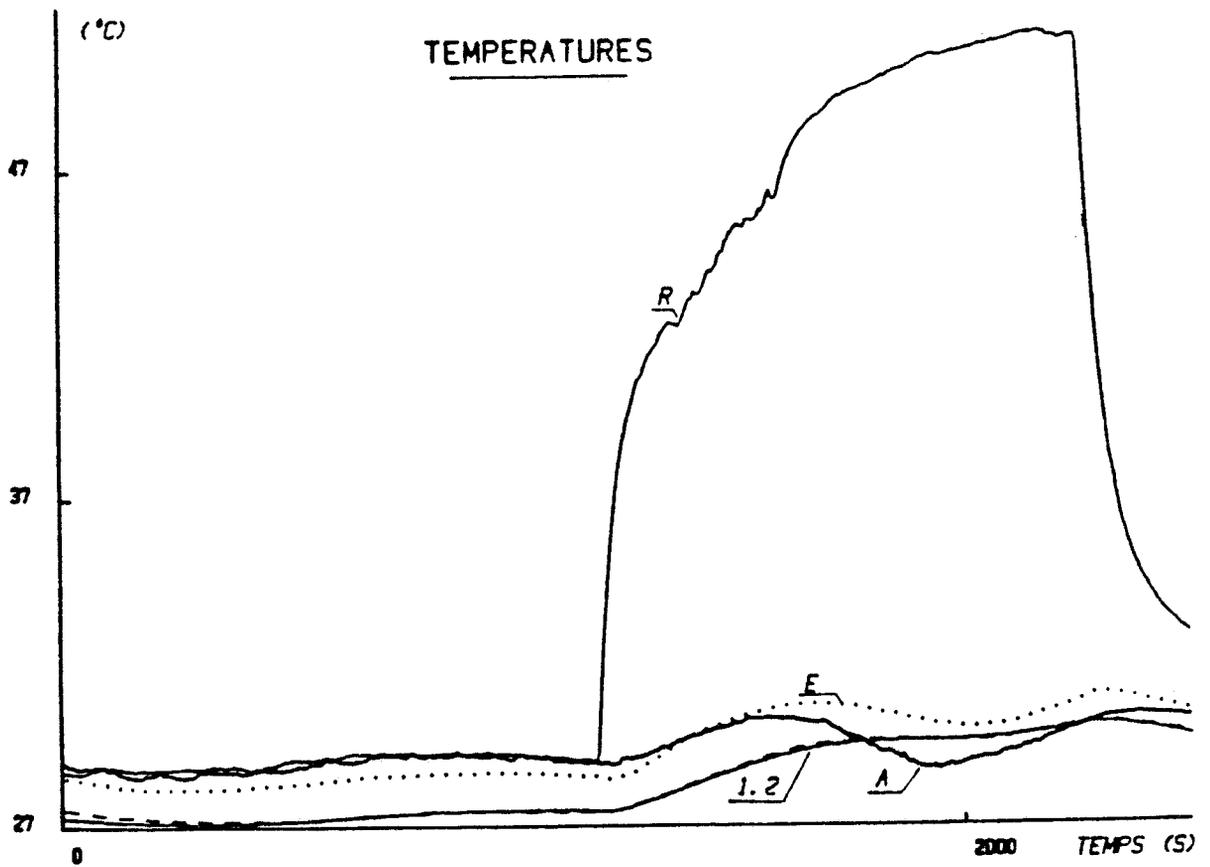
Les fluxmètres des parois 1 et 2 sont recouverts respectivement de feuilles d'émissivité contrastées (0,1 et ≈ 1).

La température de surface du capteur de faible émissivité, Ts_2 , reste constante en moyenne. Cette observation montre que cette surface est insensible aux effets de rayonnement Ts_1 restant nettement différente de Ts_2 ($\approx 3^\circ\text{C}$) on peut dire que pour les parois légères les transferts tangentiels sont d'importance négligeable. Il en résulte des variations de températures de surface dues au contraste des émissivités qui rendent complexe l'interprétation des mesures de flux pour ce type de paroi.

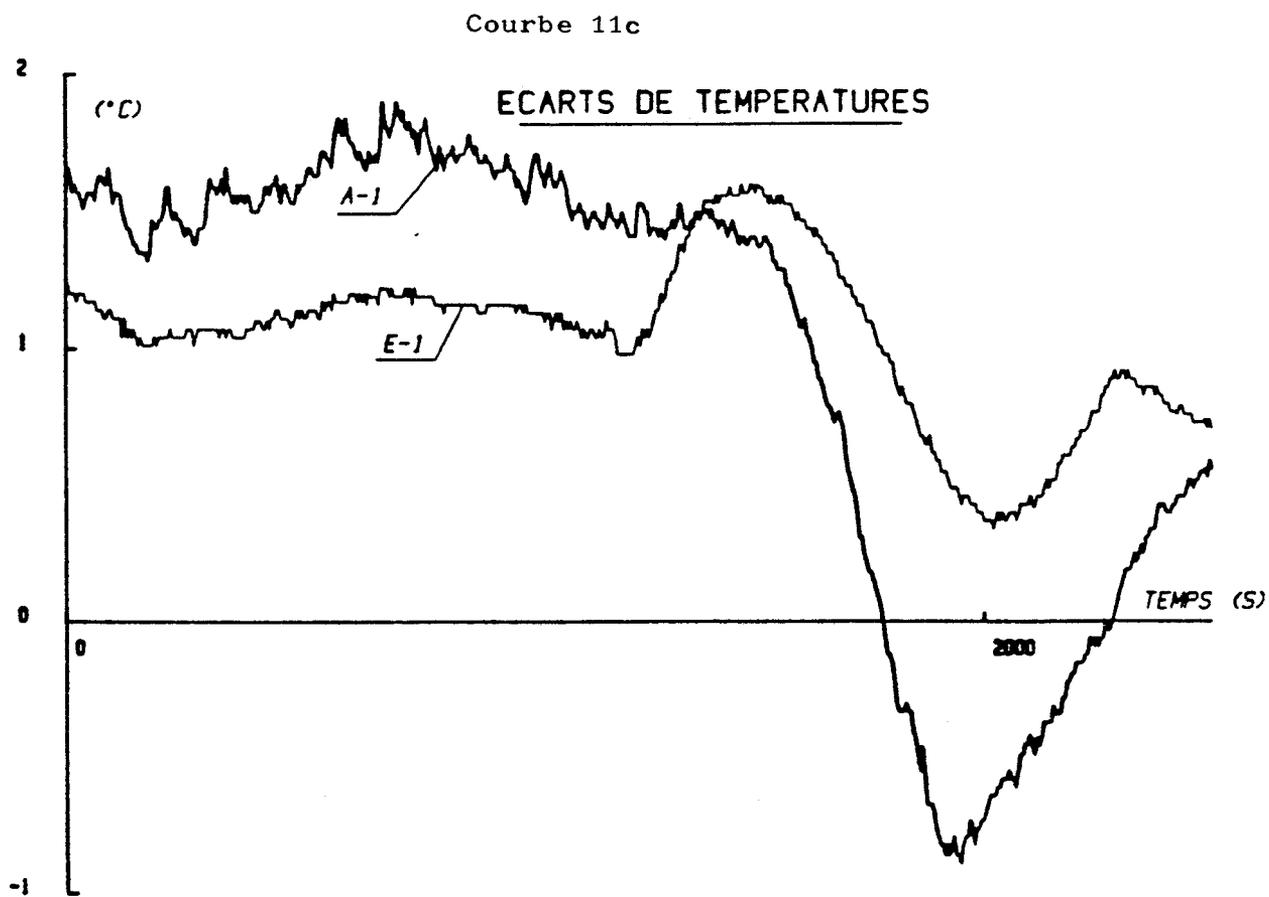
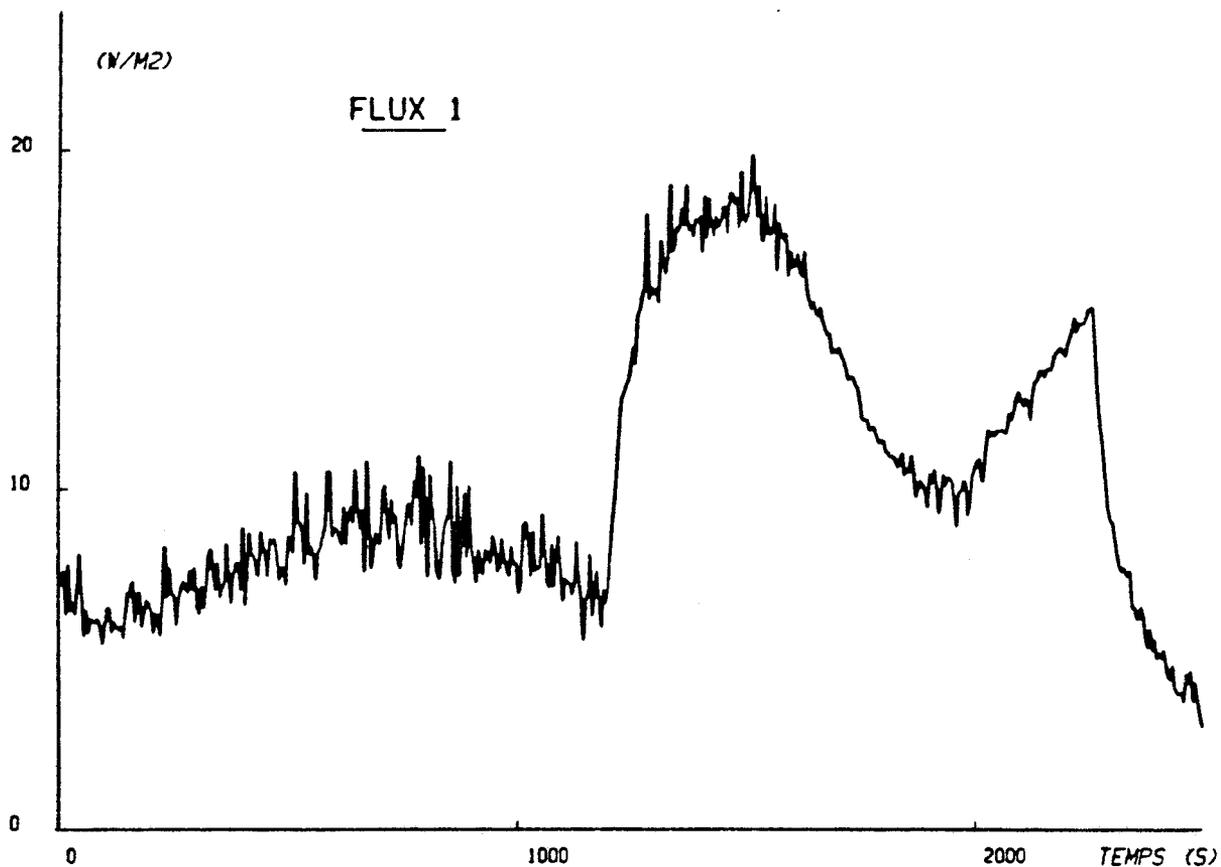
La mise en marche des panneaux radiants provoque une augmentation mesurable du flux moyen ϕ_1 . Cette variation comparée à celle du flux moyen ϕ_2 insensible au rayonnement n'est pas la composante radiative du flux. En effet Ts_1 augmentant et devenant même supérieure à T_a il y a inversion du flux convectif qui lorsque l'on regarde la fin de l'essai semble minimiser l'écart entre les deux flux mesurés.



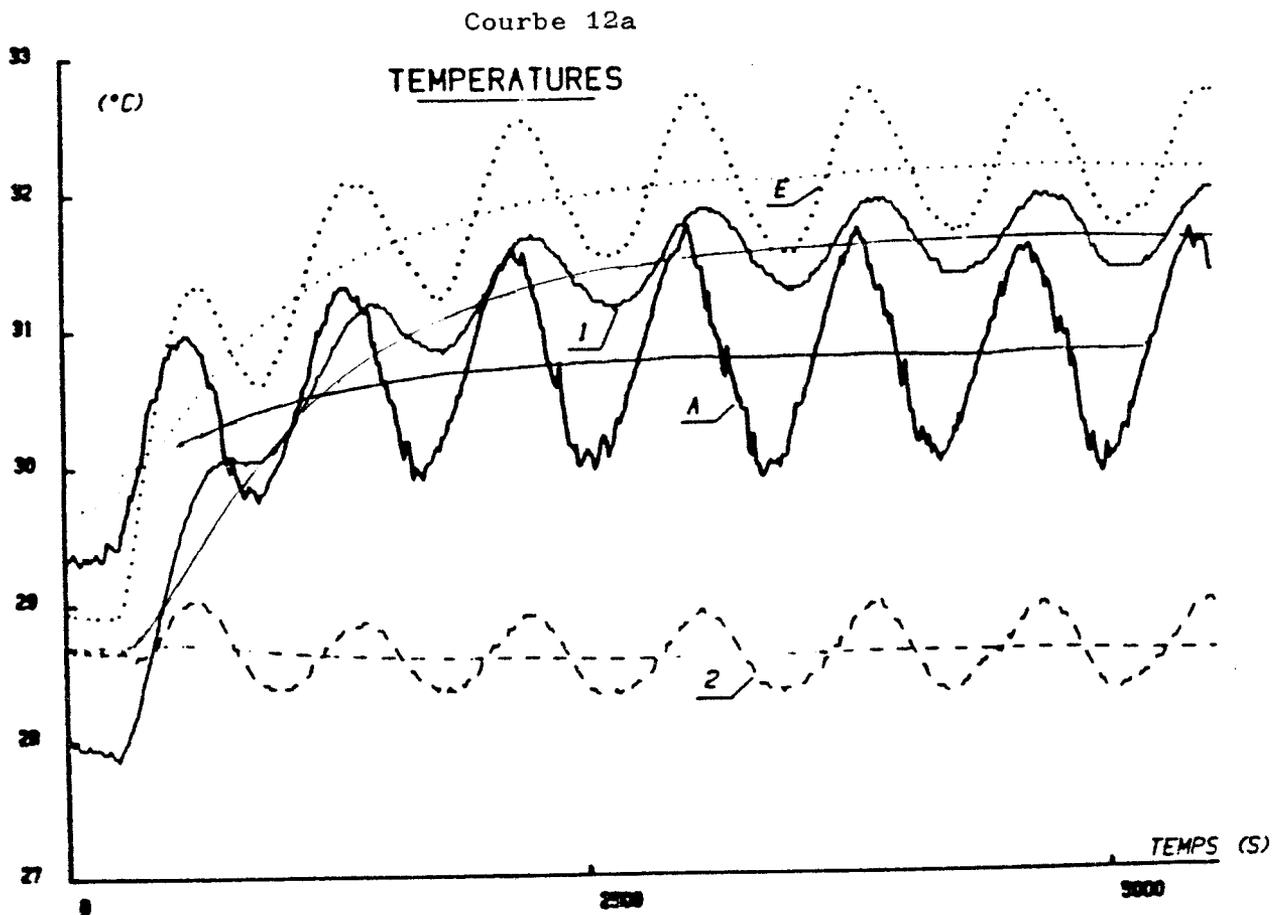
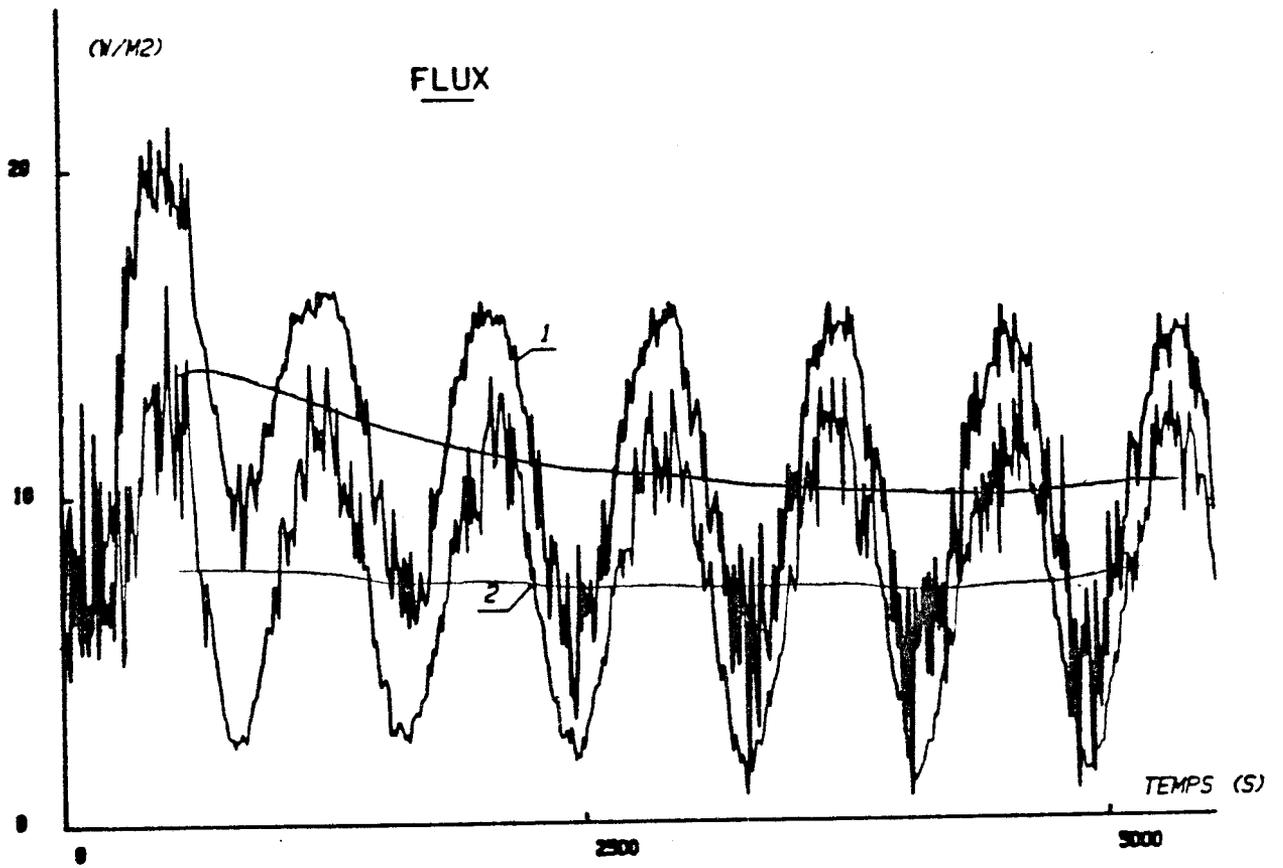
Courbe 11a



Courbe 11b



Courbe 11d



Courbe 12b

En résumé de cet essai, on observe que les transferts convectifs et radiatifs sont fortement couplés à la surface d'une paroi légère, c'est à dire que toute variation de l'un d'entre eux modifiera la température de la surface de la paroi de façon à produire une variation de l'autre composante afin que les variations correspondantes du flux total soient minimisées.

III.4) - Résultats obtenus dans un caisson dissymétrique comportant une paroi non-isolée.

Les mesures sont maintenant effectuées dans le caisson climatique dissymétrique, la paroi 1 étant non isolée, en béton.

a) - Sollicitation convective.

Le caisson climatique étant initialement en état d'équilibre avec le milieu extérieur (Courbes 13), on impose une brusque augmentation de la température d'air ($\approx 10^\circ \text{C}$). On observe alors une variation lente de la température de surface de la paroi non isolée de forte inertie thermique ce qui explique que les mesures soient faites sur un temps très long. Par contre la température de surface des parois légères varie très rapidement. Il en résulte une dissymétrie des températures de surfaces provoquant en plus des échanges convectifs, des échanges radiatifs à l'intérieur du caisson.

Il faut remarquer (Courbe 13a) que à l'opposé des températures le flux mesuré Φ_1 est beaucoup plus grand que Φ_2 . Cette opposition est logique du point de vue conductif puisque la paroi 2 est "légère" et isolante. Cette différence peut également être illustrée du point de vue des échanges convectifs et radiatifs en représentant les forces génératrices du flux que sont les écarts de températures (Courbes 13c et 13d). On voit bien sur ces courbes la fonction de récepteur de la paroi lourde alors que la paroi légère est à la fois émettrice et réceptrice.

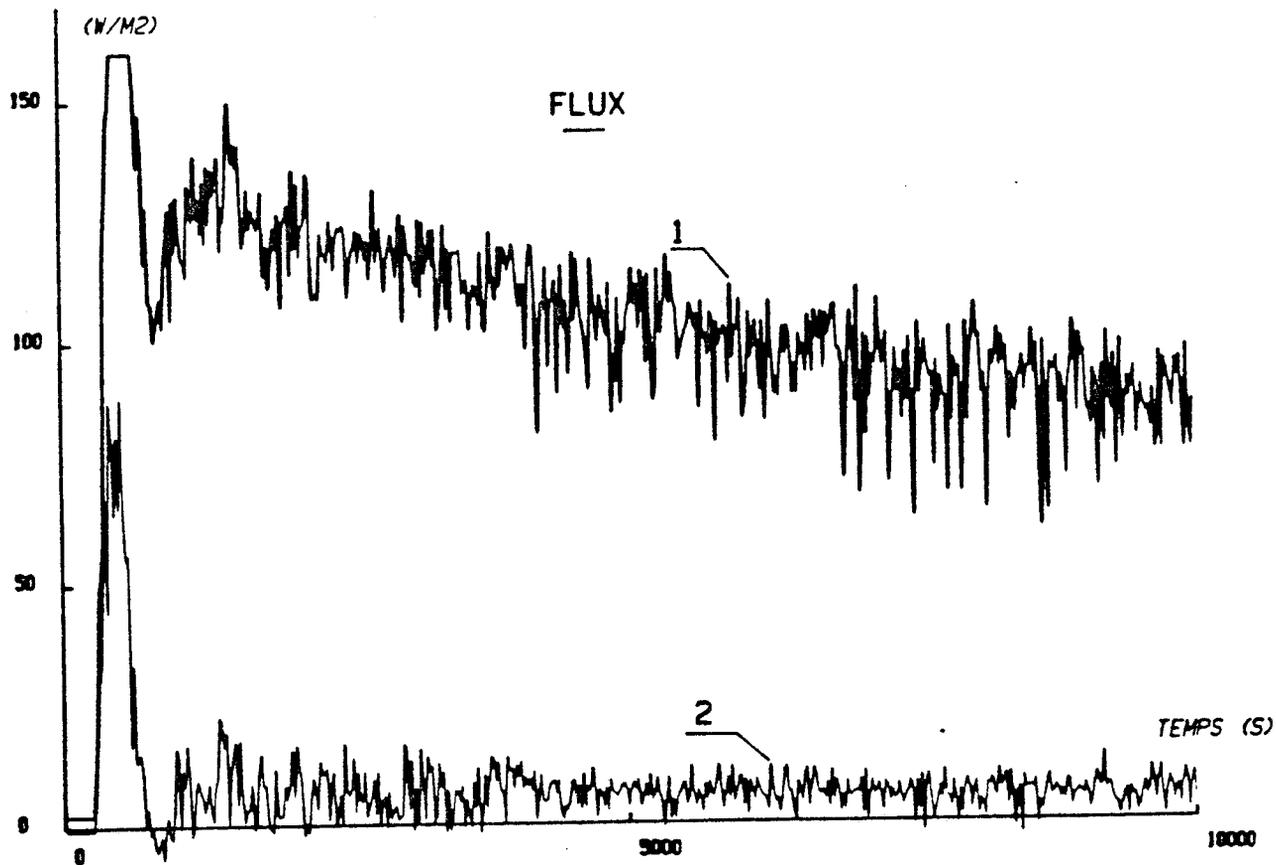
III.5) - Mesures en régime de variations.

a) - Introduction

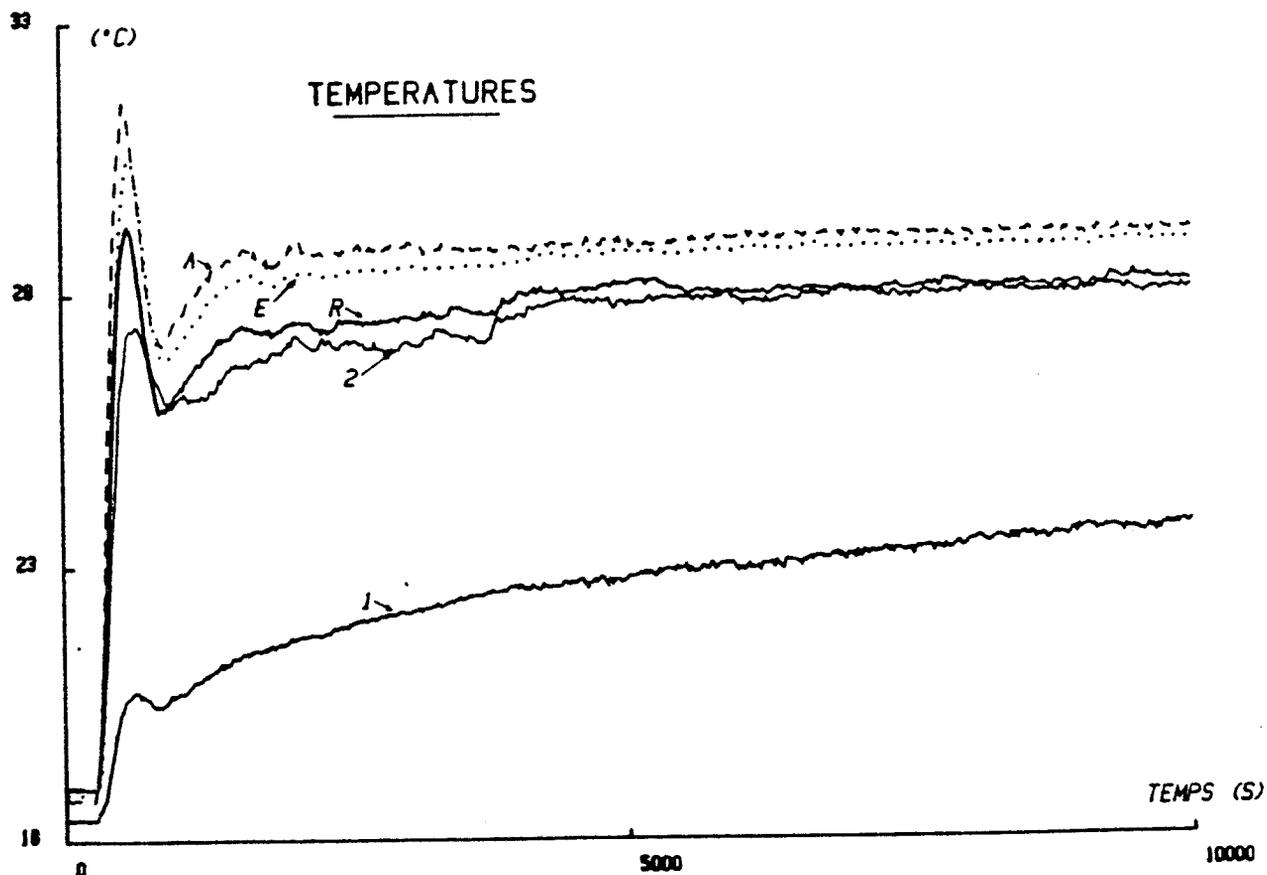
Le but des essais suivant est d'analyser les transferts thermiques à la surface d'une paroi lourde soumise à une variation périodique de la température d'air et à des échanges radiatifs variables au cours du temps. Les objectifs sont multiples.

- étudier la possibilité de séparer échanges radiatifs et convectifs par traitement de l'émissivité de capteurs de flux.
- analyser séparément les composantes lentement et rapidement variables par technique de lissage et fonctions de corrélation.

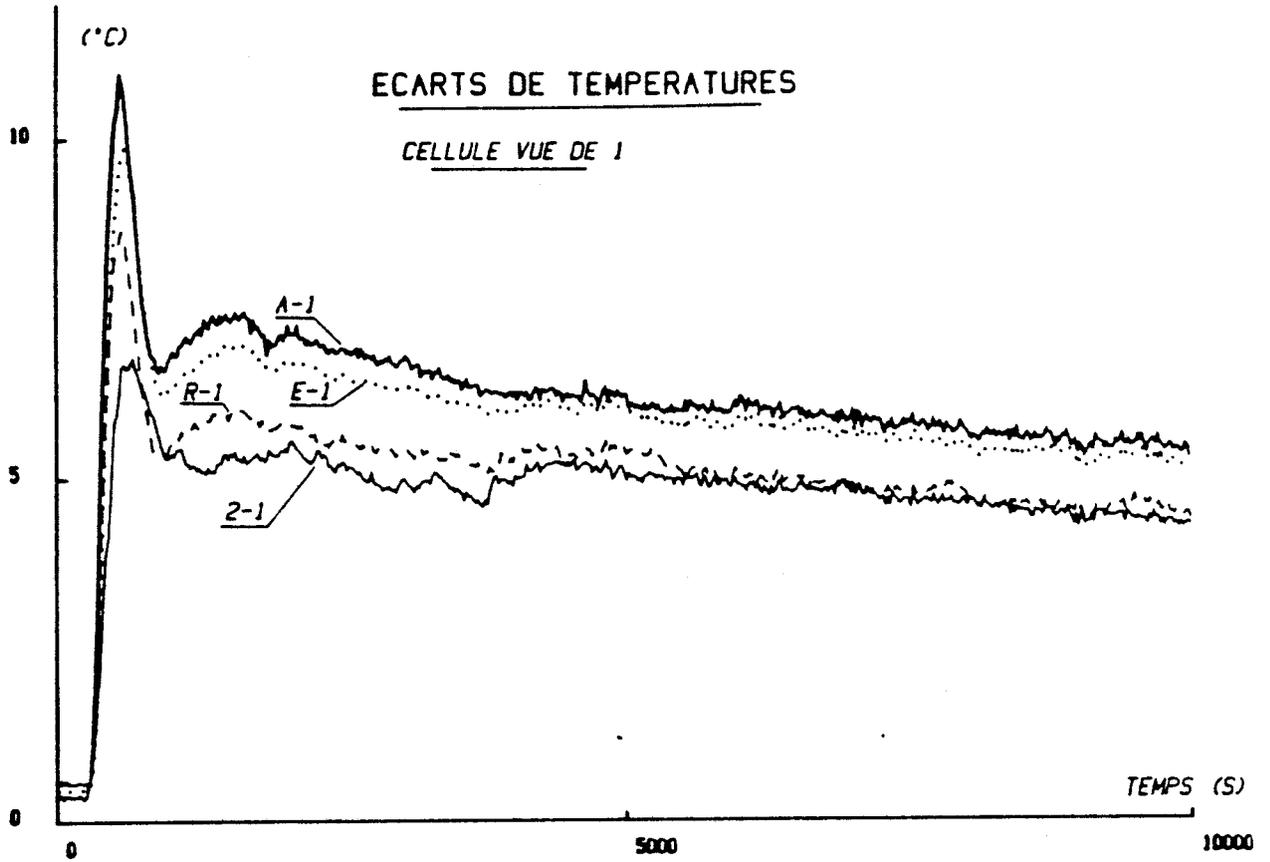
L'ensemble pouvant valider les hypothèses simplificatrices généralement utilisées en thermique de l'habitat (linéarisation, coefficients d'échange constants...)



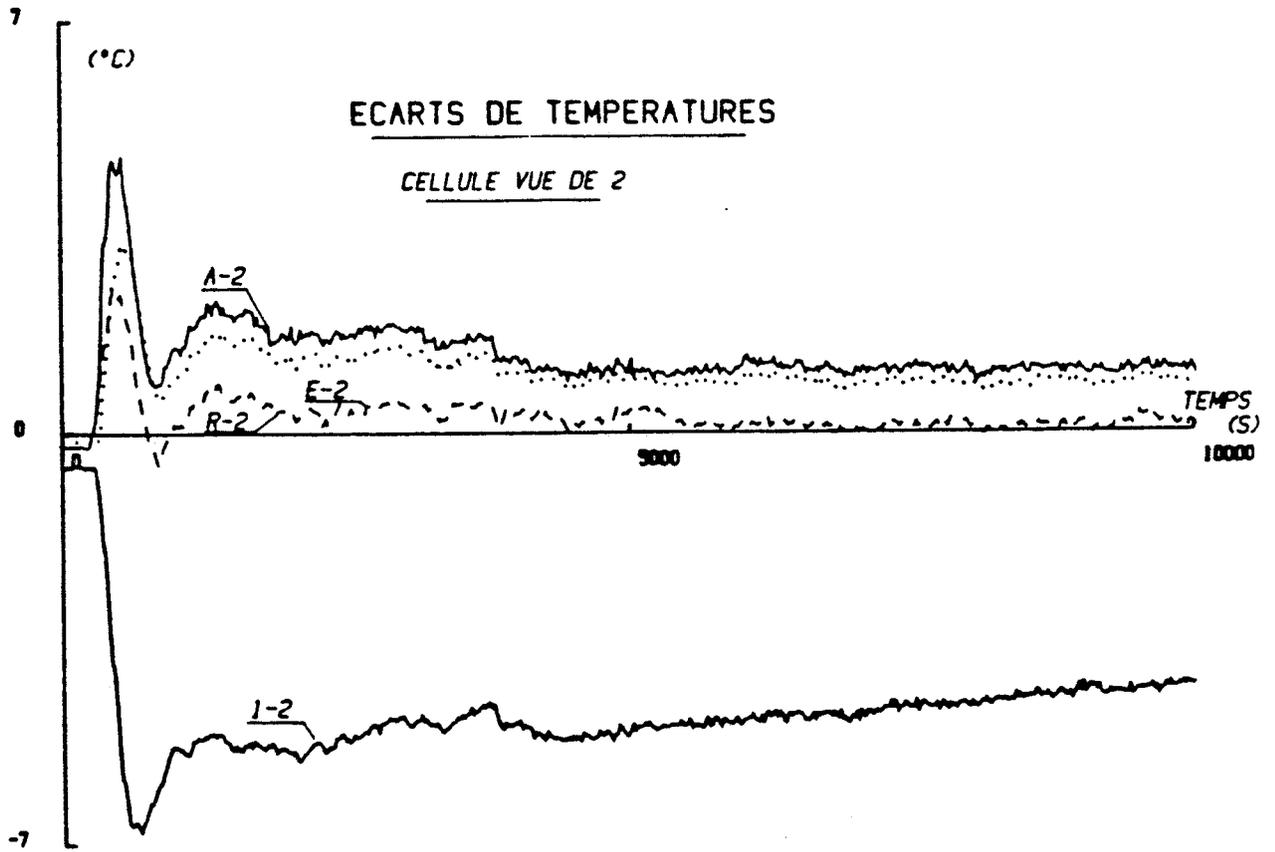
Courbe 13a



Courbe 13b



Courbe 13c



Courbe 13d

b) - Résultats expérimentaux

Les courbes 14 présentent l'essai réalisé alors que le fluxmètre 1 est recouvert d'une feuille d'émissivité voisine de zéro. Un essai identique a été réalisé (Courbes 15) avec le même fluxmètre 1 recouvert d'une feuille de très forte émissivité (≈ 1).

La comparaison des courbes de flux pour les deux essais montre que la valeur moyenne de la composante radiative du flux thermique à la surface de la paroi lourde est du même ordre de grandeur que la composante convective. On peut également remarquer dans l'essai 1 qu'il n'existe aucune corrélation entre "l'échelon" de flux radiatif imposé et le flux mesuré.

Dans tout les cas sur les courbes les valeurs instantanées des signaux sont représentées en trait plein et les niveaux "lissés" en pointillés ces deux composantes seront analysées séparément. Pour un signal quelconque $x(t)$. On notera $\bar{x}(t)$ sa composante "lissée" et $\tilde{x}(t)$ sa composante variable centrée telle que $x(t) = \bar{x}(t) + \tilde{x}(t)$.

c) Evaluation de coefficients d'échange moyens

A partir des mesures réalisées dans l'essai 1 il est possible d'obtenir la valeur des coefficients d'échange convectif soit à partir des valeurs moyennes :

$$\bar{h}_c = \frac{\bar{\Phi}_1}{\bar{T}_a - \bar{T}_s} = \frac{\bar{\Phi}_1}{\bar{\theta}_a}$$

soit par intercorrélation entre les variations des valeurs moyennes :

$$R_{\bar{\Phi} \bar{\theta}_a} = \bar{h}_c R_{\bar{\theta}_a \bar{\theta}_a}$$

On en déduit : $\bar{h}_c = 4,2 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$

Dans l'essai 2, par contre, le flux mesuré est bien corrélé avec l'échelon de température radiante. Les conditions expérimentales décrites précédemment nous amènent à décrire les échanges radiatifs comme la somme de deux composantes, l'une représentant les échanges avec les parois légères supposées à une température uniforme T_{s2} et l'autre les échanges avec les panneaux radiants à la température T_r .

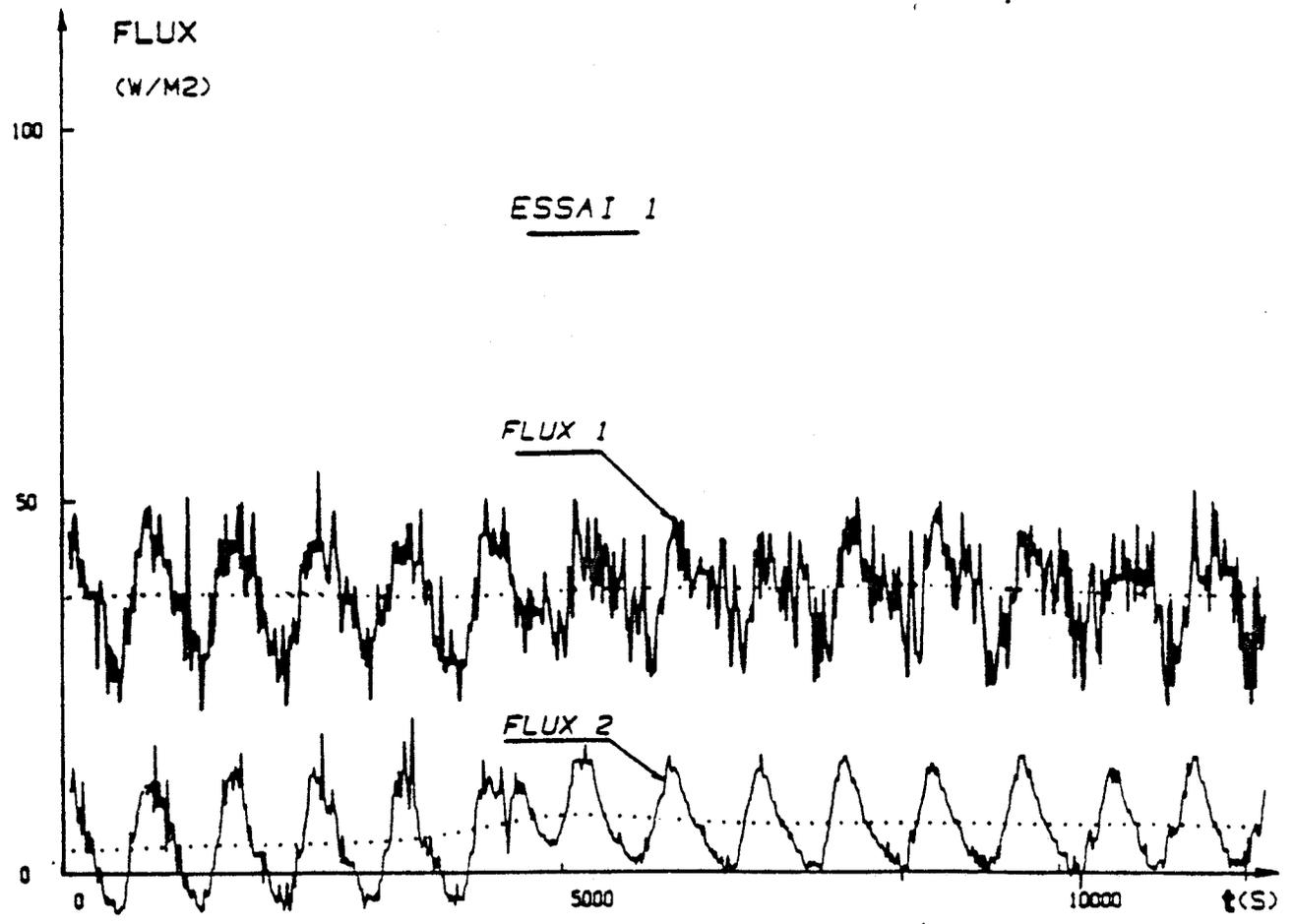
On écrit alors :

$$\bar{\Phi} = \bar{h}_c \bar{\theta}_a + h_r \bar{\theta}_r + h_{r2} \bar{\theta}_{s2}$$

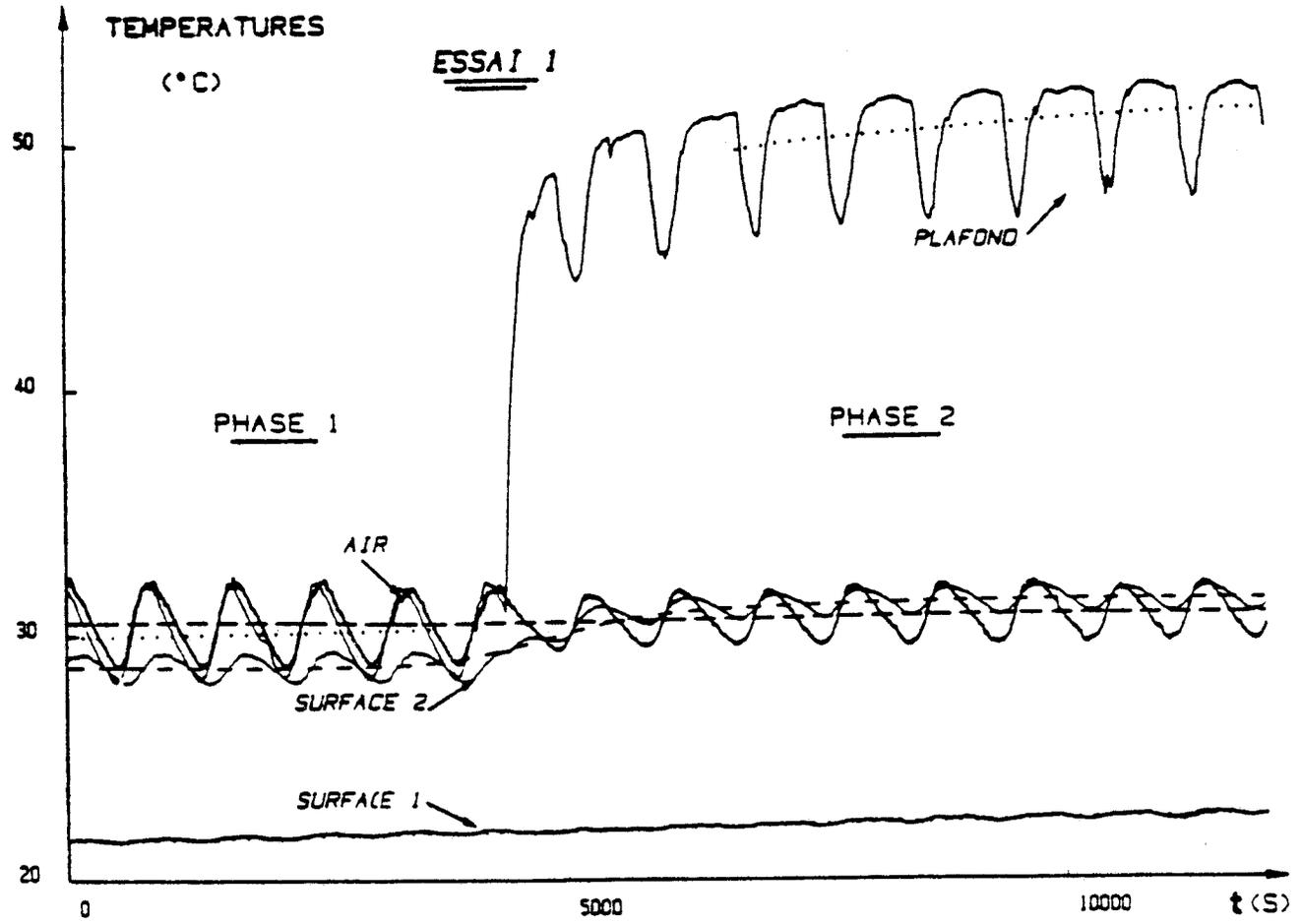
avec $\bar{\theta}_x = \bar{T}_x - \bar{T}_{s1}$

qui peut également s'écrire de la façon suivante

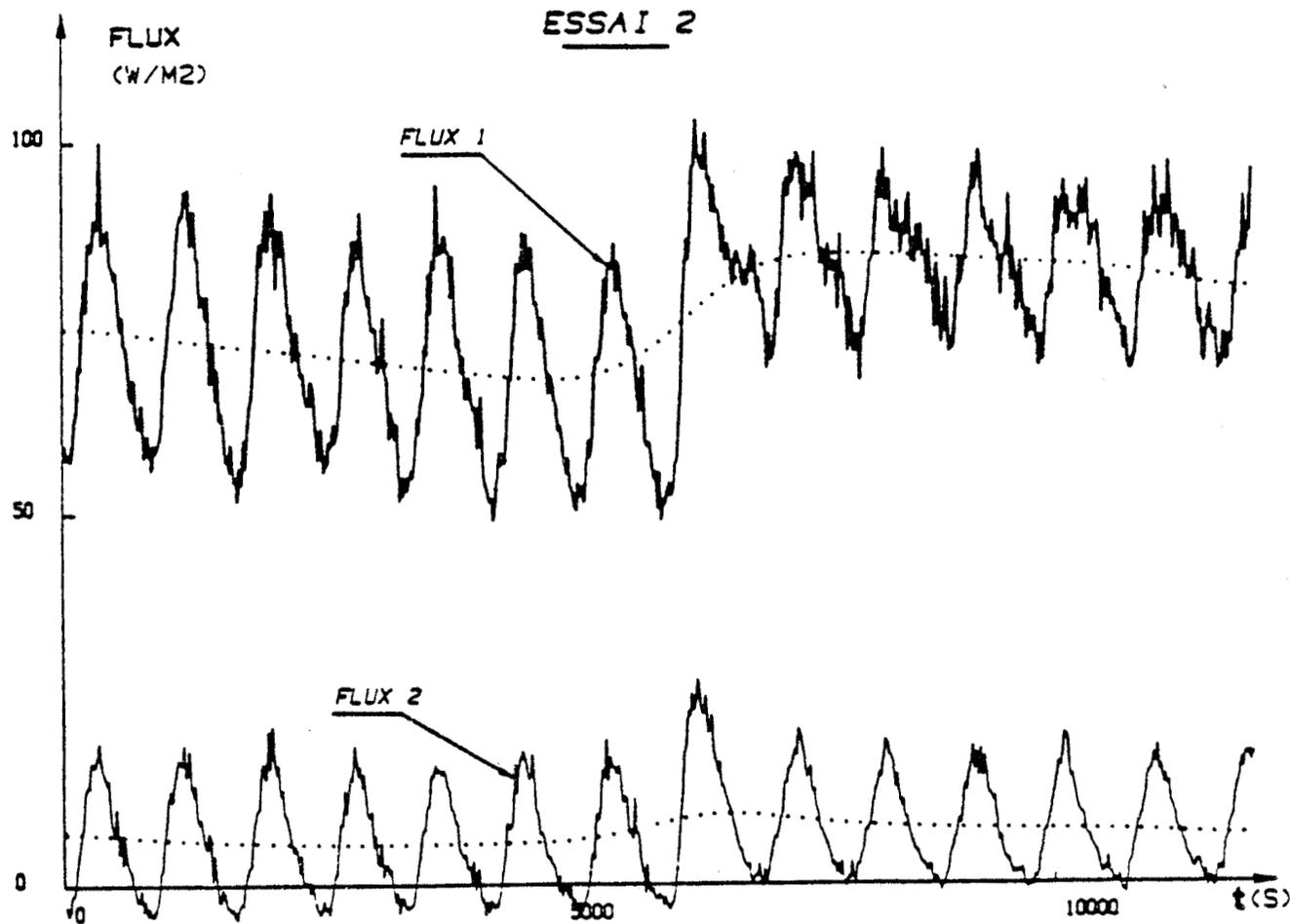
$$R_{\bar{\Phi} \bar{\theta}_a} = \bar{h}_c R_{\bar{\theta}_a \bar{\theta}_a} + h_r R_{\bar{\theta}_r \bar{\theta}_a} + h_{r2} R_{\bar{\theta}_{s2} \bar{\theta}_a}$$



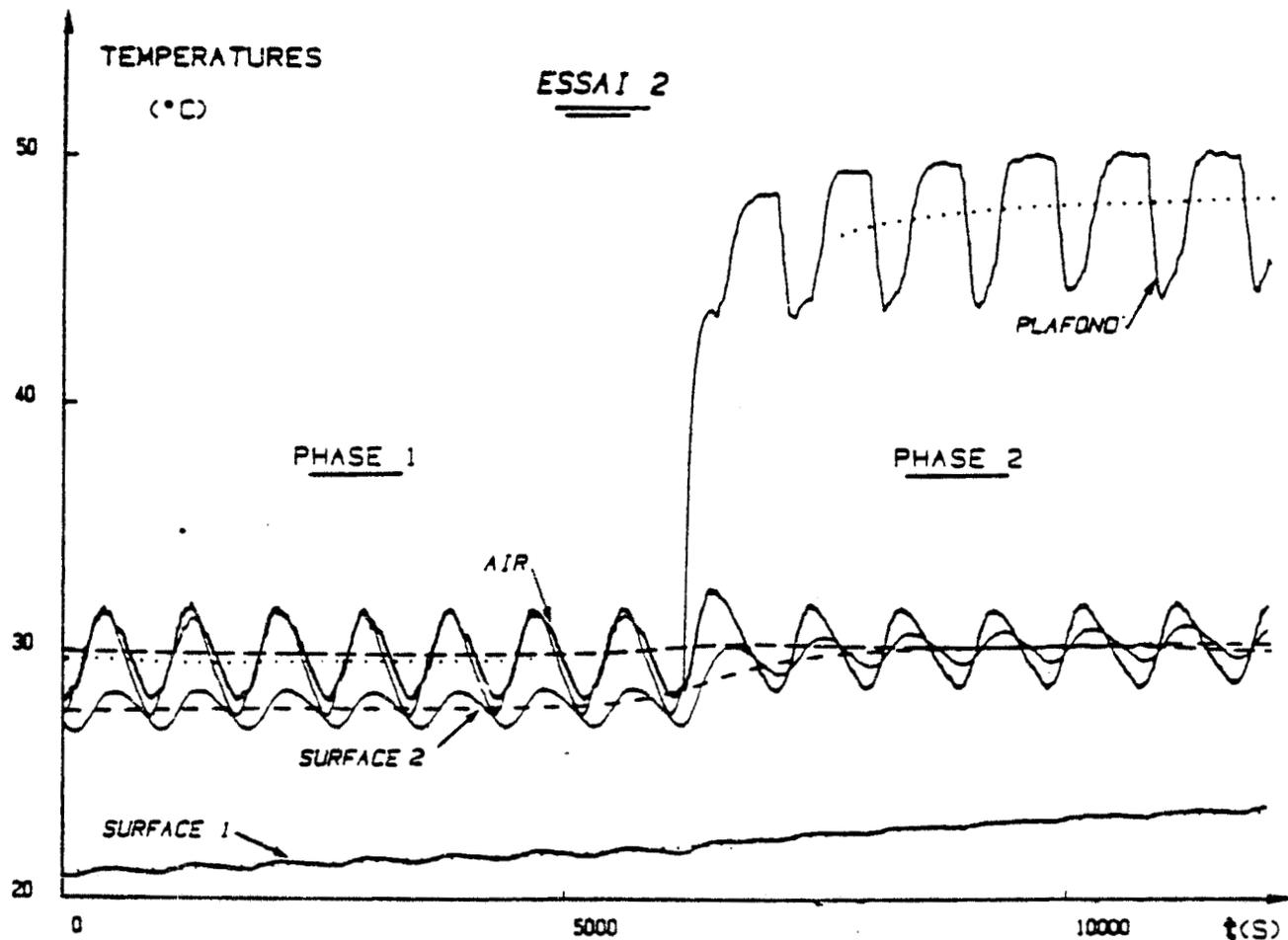
Courbe 14a



Courbe 14b



Courbe 15a



Courbe 15b

ceci en supposant que le coefficient d'échange convectif est constant au point de mesure.

Une deuxième équation est nécessaire on utilise alors uniquement les variations apparues dans les signaux lors de la mise en fonctionnement du plafond.

Les fonctions de correlations calculées à partir des variations de composantes lentement variables des signaux de l'essai 2 sont représentés Courbe 16 b.

Les coefficients calculés à l'aide des deux équations précédentes à deux inconnues sont

$$hr = 0,94 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$hr_2 = 4,8 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

Ces résultats sont en bonne concordance avec les valeurs estimées par simulation en faisant l'hypothèse de surfaces grises. Cette même modélisation des échanges radiatifs peut être appliquées aux essais précédents pour les parois légères. Les courbes 17 présentent les résultats obtenus en prenant comme coefficient d'échange convectif la valeur obtenue pour la paroi lourde. Les courbes présentées sont relatives à l'essai 2. La première (17a) permet de comparer la valeur du flux total mesuré et la valeur du flux total calculé à l'aide des coefficients d'échange et des écarts de températures mesurés. On peut y voir une bonne concordance entre les deux valeurs du flux dans la phase 2. Par contre en phase 1, l'erreur relative est importante au vue de la faible valeur du flux. Ce décalage peut s'expliquer par l'hypothèse de linéarisation des transferts radiatifs particulièrement par le choix de la température moyenne T_m intervenant dans l'expression

$$hr = 4 \epsilon \sigma T_m^3$$

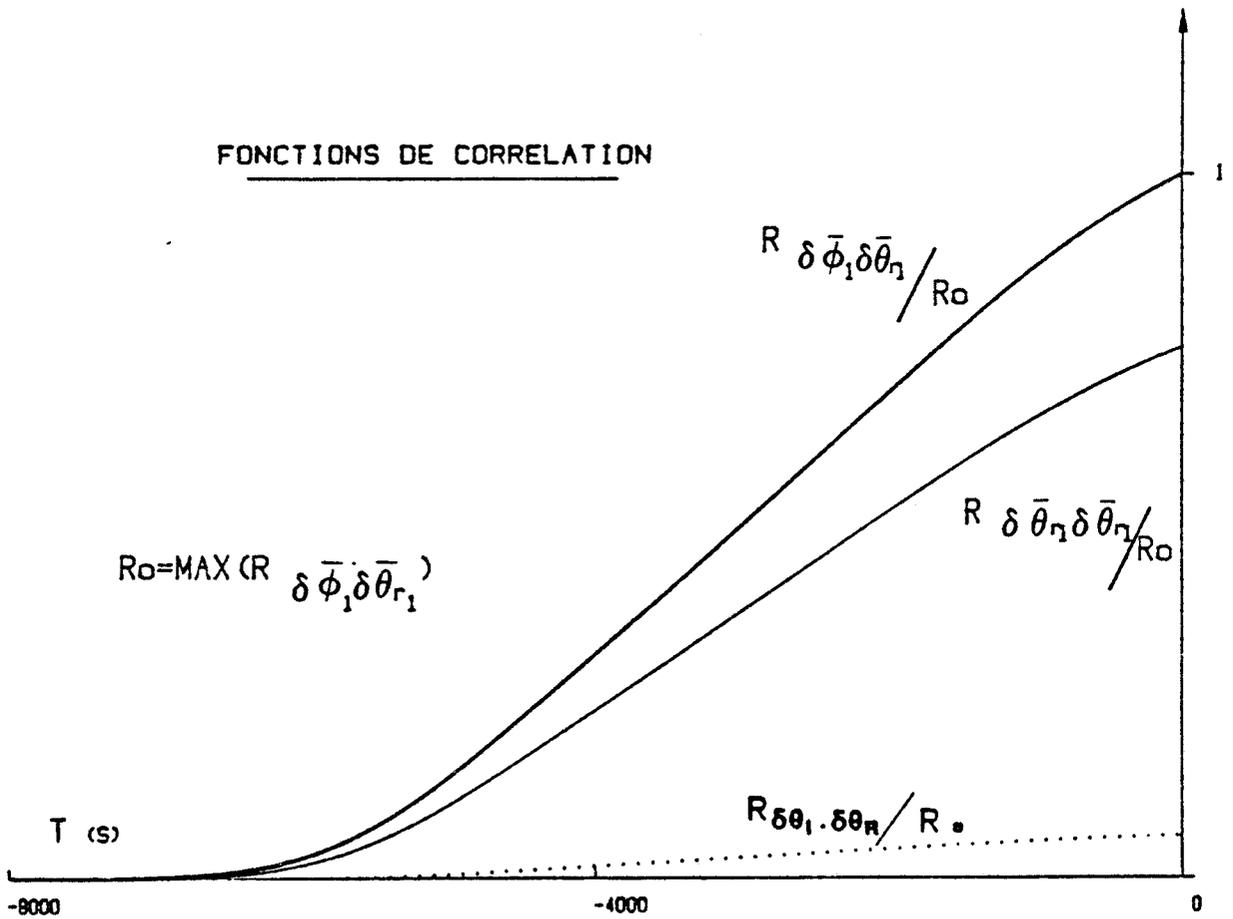
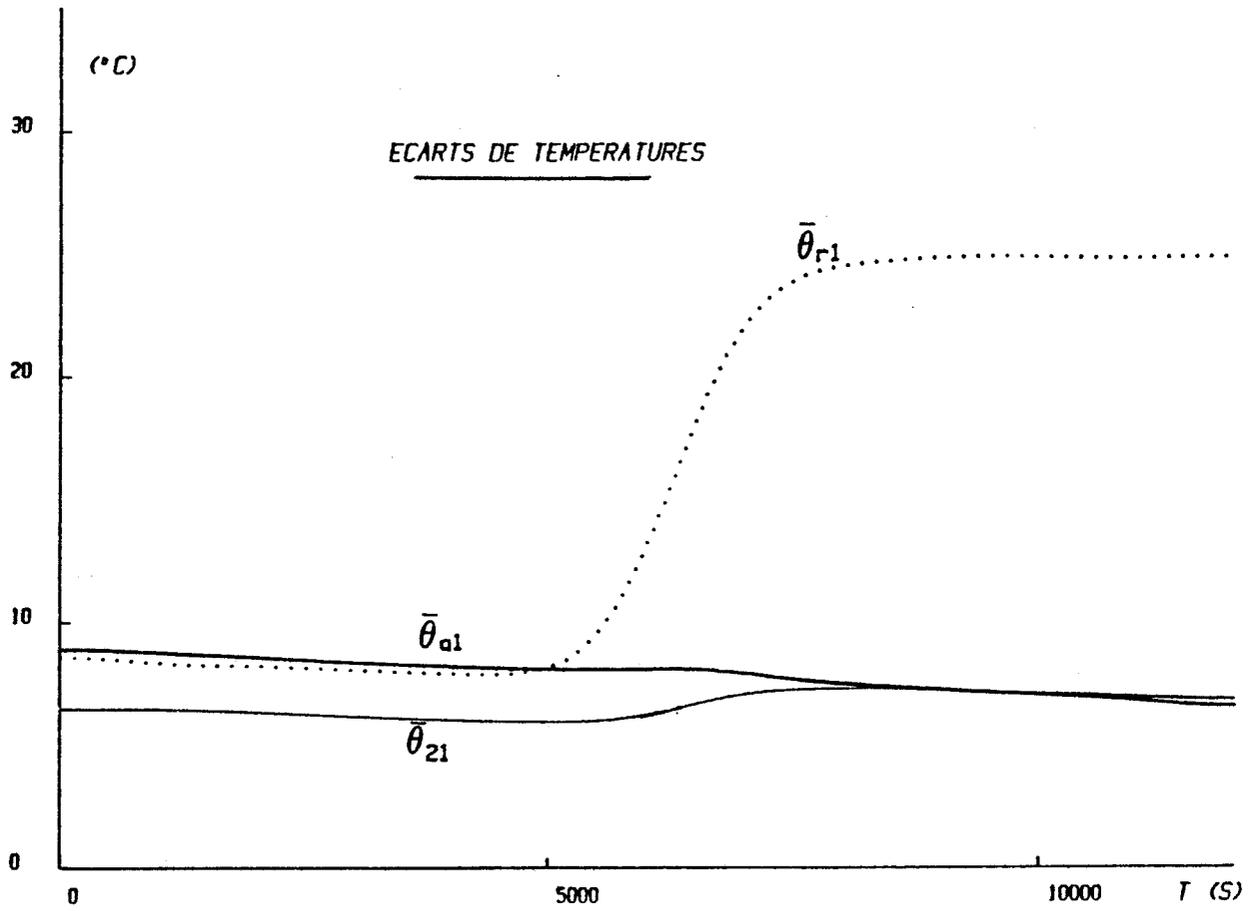
et de plus par une éventuelle variation du coefficient d'échange convectif résultant à la fois de la perturbation radiative et de la dissymétrie thermique du caisson.

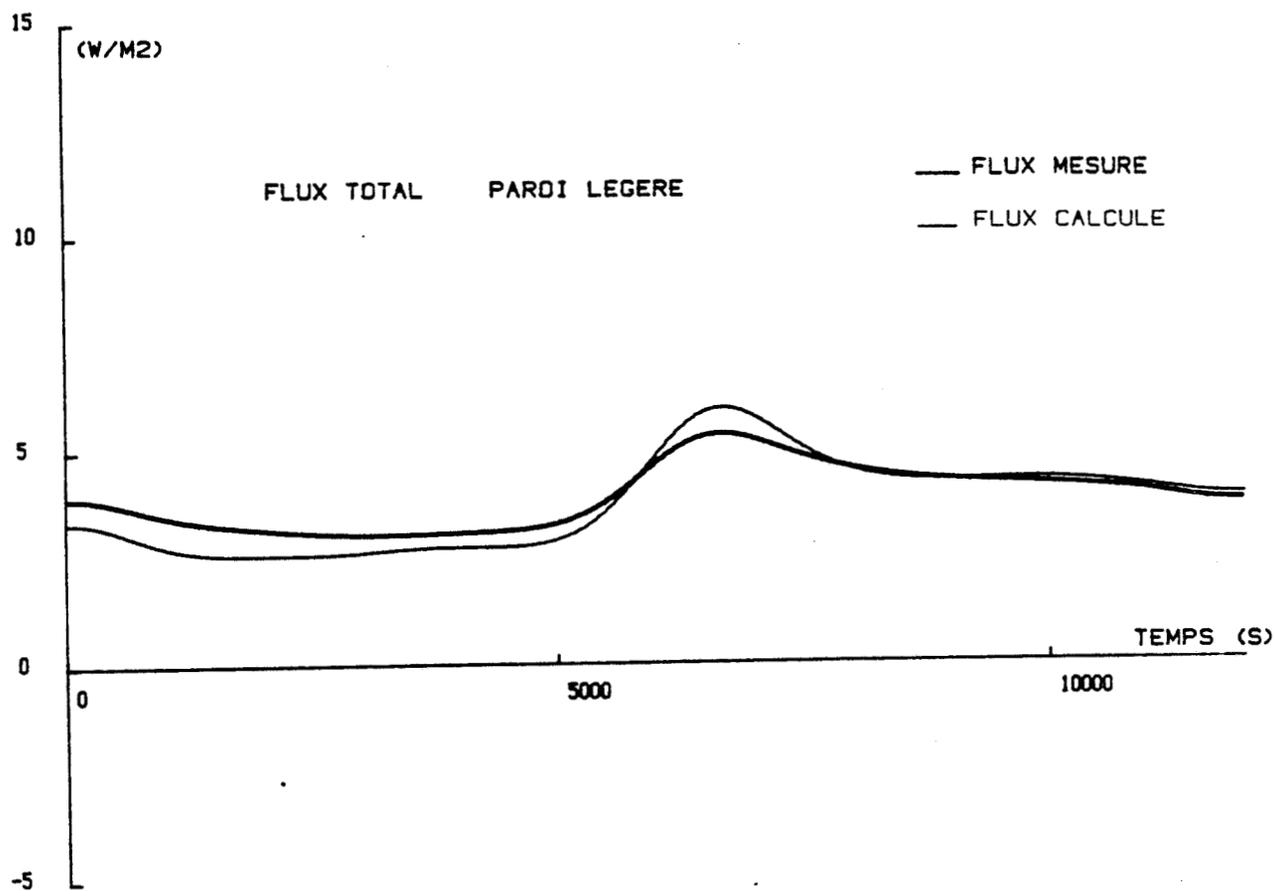
La seconde courbe présentée (17b) est relative aux échanges convectifs à la surface de la paroi légère. Elle permet de comparer le flux calculé à l'aide de la formulation.

$$\bar{\phi}_{2cv} = h_c (\bar{T}_a - \bar{T}_{s2})$$

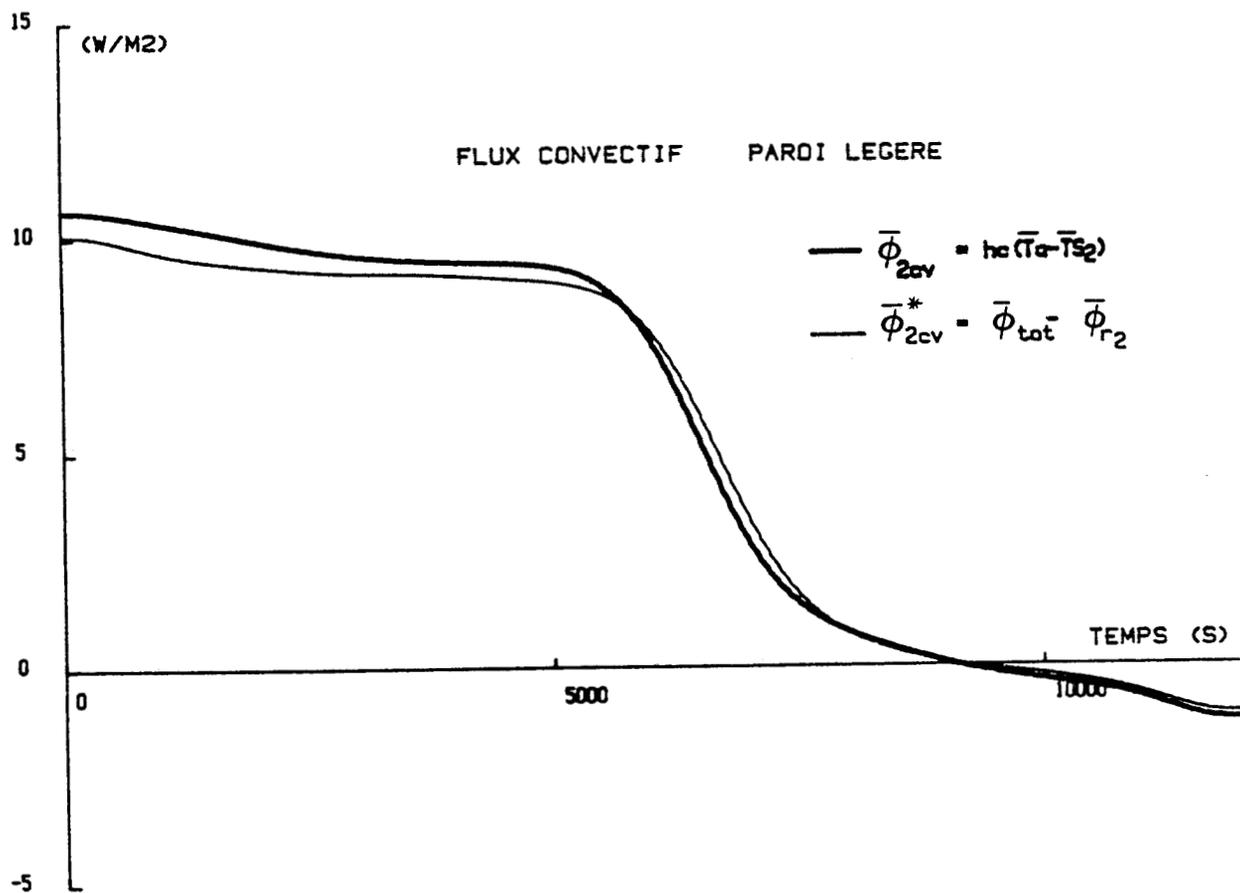
et le flux total duquel est retranchée la composante radiative calculée.

$$\bar{\phi}_{2cv}^* = \bar{\phi}_{tot} - \bar{\phi}_{r2}$$





Courbe 17a



Courbe 17b

On remarque toujours la même erreur importante dans la phase 1 mais cette courbe est surtout très intéressante car elle met en évidence une très forte variation du flux convectif entre les deux phases qui s'explique, comme dans le cas des échanges en caisson symétrique à parois isolées, par une forte sensibilité des températures de surface des parois légères à toute perturbation thermique et à l'effet de couplage liant les échanges convectifs et radiatifs qui minimise la variation du flux total conductif.

Dans la phase 1, le flux convectif est plus grand que le flux total. En effet, dans cette phase il n'y a pas d'apports radiatifs au niveau des parois légères mais un bilan des échanges avec la paroi lourde qui est négatif. Par contre en phase 2, l'échelon de puissance radiative provoque une augmentation de la température de surface des parois légères, T_{s2} , qui devient à la limite, légèrement supérieure à T_a . La composante convective du flux est alors négative. La paroi est à la fois réceptrice et émettrice radiativement.

Il faut signaler que dans cette phase l'erreur sur la composante convective du flux est difficile à estimer du fait de l'écart très faible entre les températures.

d) - Etude en régime rapidement variable

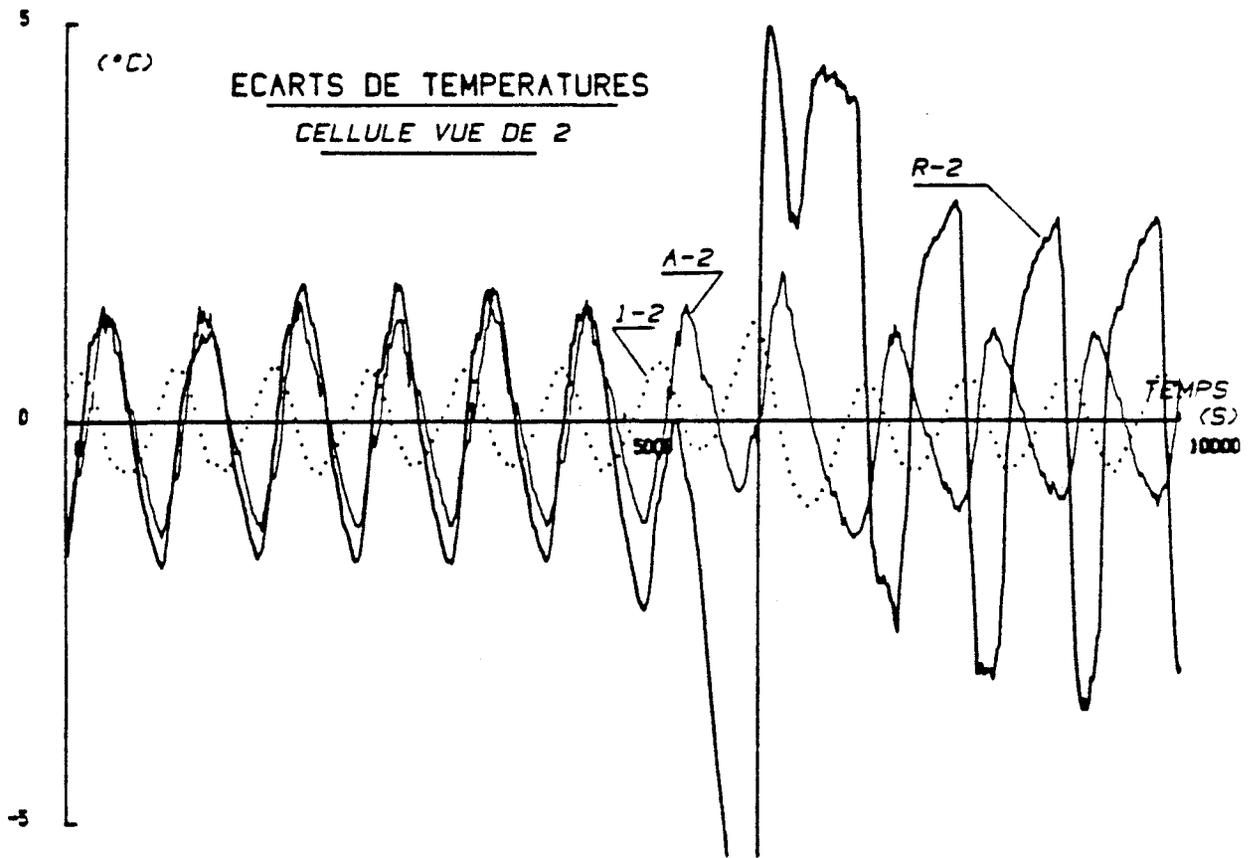
Les variations centrées des écarts de températures "vues" des parois 2 et 1 représentées (Courbes 18) peuvent être utilisées pour interpréter les variations des flux centrés en fonction du temps (Courbe 19a). On peut remarquer que ces variations sont peu différentes en phase 1 et pratiquement confondues en phase 2 lorsque les panneaux radiants sont alimentés, ceci alors que les composantes moyennes de ces flux sont très différentes.

Ce comportement n'est pas imputable aux fluxmètres, divers travaux (5) ayant montré que ceux-ci ont une influence négligeable excepté dans le cas de variations très rapides. Le comportement des flux est en fait à mettre au compte de la différence de nature des parois 1 et 2.

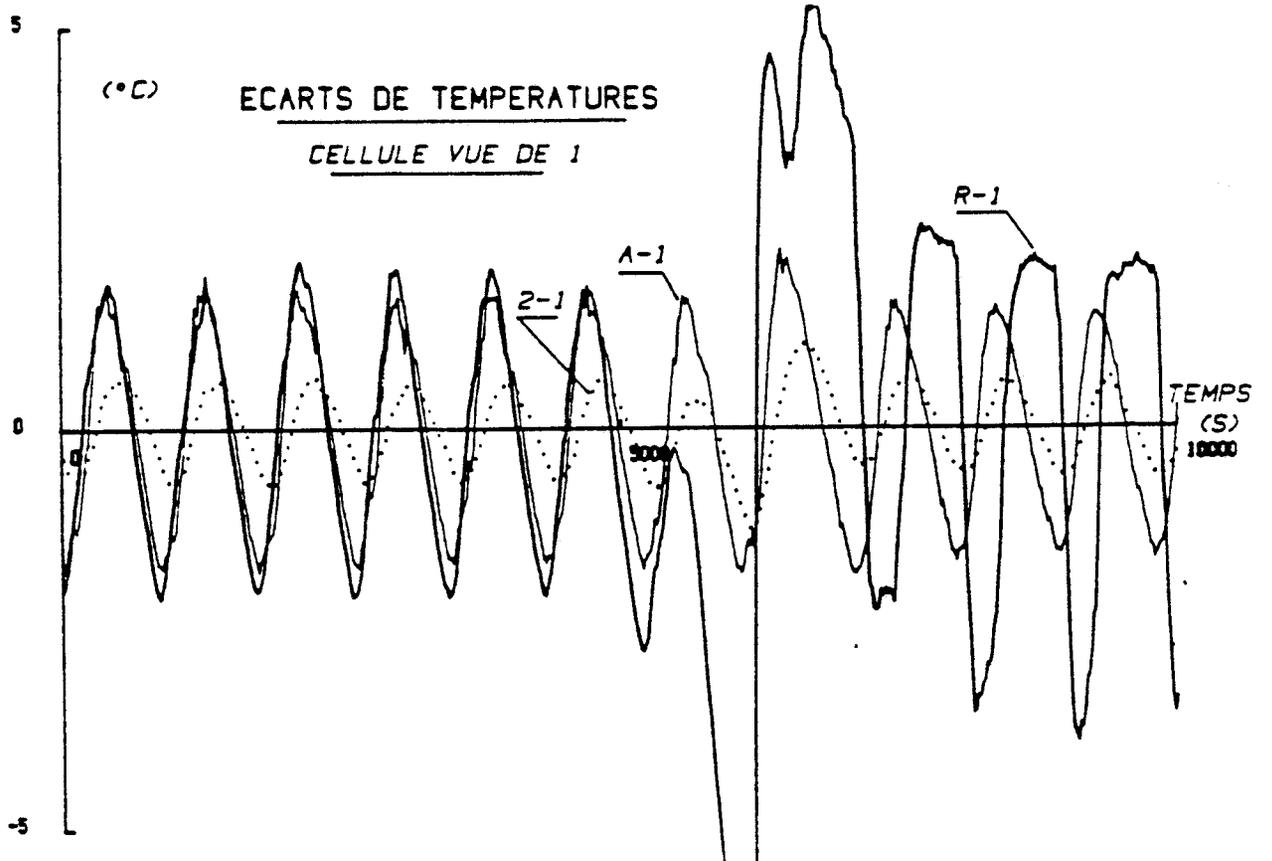
On a vu que :

$$\tilde{\phi} = b \sqrt{j\omega} \tilde{T}_s$$

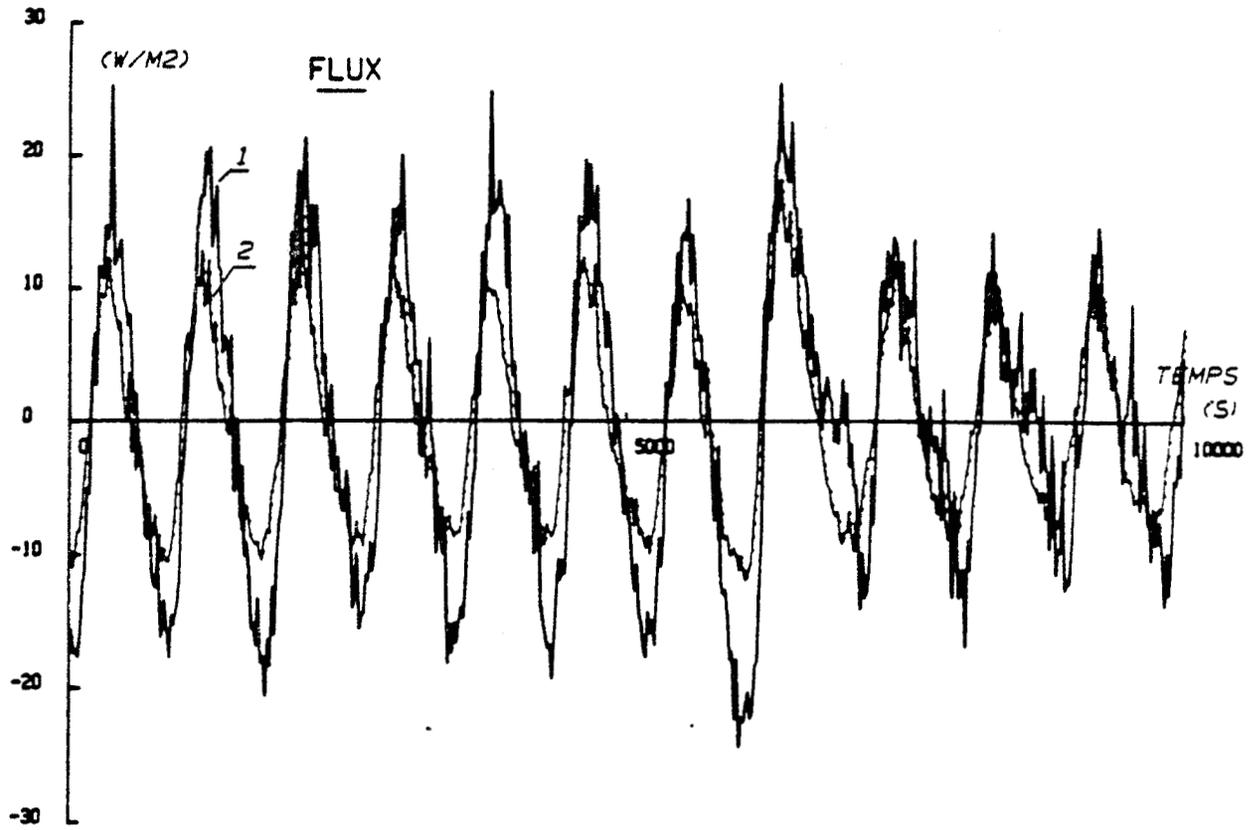
expression valable pour la paroi lourde et à la limite pour la paroi légère compte tenu de l'hypothèse du milieu semi-infini. Les effusivités des parois considérées sont très différentes : $b_1 \simeq 2000$ alors que $b_2 \simeq 50$. Mais lorsqu'on observe les variations de températures en amplitude (Courbe 19b) on remarque que $|\tilde{T}_{s2}| \gg |\tilde{T}_{s1}|$ et donc que les valeurs des grandeurs b et \tilde{T} se compensent pour chacune des parois ce qui peut expliquer les variations de flux confondues pour les deux parois.



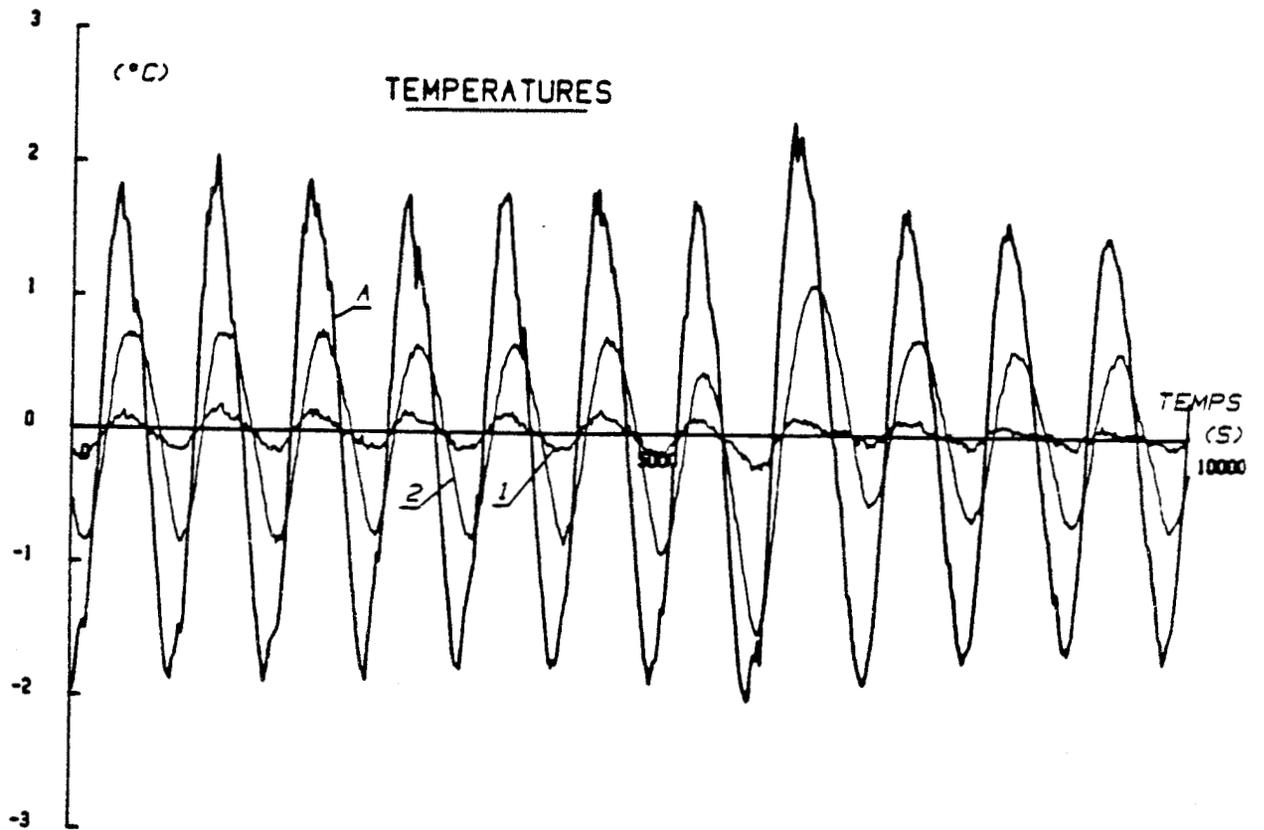
Courbe 18a



Courbe 18b



Courbe 19a



Courbe 19b

Du point de vue système "cellule", les variations de flux doivent s'interpréter à partir des variations des écarts de températures paroi-environnement. On remarque en effet (Courbes 18) que la variation centrée de ces écarts est peu différente en module d'une paroi à l'autre. Ces écarts ont un même ordre de grandeur d'ou des variations de flux identiques quelque soit la nature de la paroi. Ces résultats mettent en évidence l'effet auto-régulant des échanges radiatifs qui minimisent les écarts de température, effet renforcé par la présence des parois de faible inertie, quasi-adiabatiques dont la température de surface évolue rapidement.

e) - Identification des échanges par analyse par intercorrélation des variations de flux et températures.

Le but de ce paragraphe est d'estimer sur l'essai précédent la validité de l'hypothèse de coefficients d'échange constants en régime rapidement variable. Les fonctions de corrélation et leur propriétés relatives aux systèmes linéaires sont utilisées.

La variation de température d'air dans l'enceinte provoque une variation corrélée des températures de surfaces et donc de la température radiante qui intervient dans le calcul du flux thermique détecté à la surface d'une paroi.

$$\tilde{\theta}_x = \tilde{T}_x - \tilde{T}_s$$

Les fonctions $\tilde{\theta}_a$ et $\tilde{\theta}_p$ représentatives de l'évolution du système sont des fonctions du temps dont les variations présentent des caractères à la fois déterministes et aléatoires. D'un point de vue fonctionnel on peut considérer que la sollicitation genère des signaux dépendants $\theta_a(t)$, $\theta_p(t)$ et $\Phi(t)$. Du point de vue traitement de signal, l'énergie de la sollicitation est représentée par la fonction d'autocorrélation.

$$R_{\tilde{\theta}_a \tilde{\theta}_a}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T \tilde{\theta}_a(t) \tilde{\theta}_a(t - \tau) dt$$

T étant la durée d'observation de l'évolution.

De la même façon, l'énergie mutuelle d'interaction ou le degré de dépendance entre le flux thermique et la température d'air est défini par la fonction d'intercorrélation.

$$R_{\tilde{\Phi} \tilde{\theta}_a}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T \tilde{\Phi}(t) \tilde{\theta}_a(t - \tau) dt$$

Enfin, le degré de dépendance entre la variation de température radiante $\tilde{\theta}_p$ et la variation de température d'air $\tilde{\theta}_a$ est défini par une relation semblable.

$$R_{\tilde{\theta}_p \tilde{\theta}_a}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T \tilde{\theta}_p(t) \tilde{\theta}_a(t - \tau) dt$$

Compte tenu de ces relations et de la formulation du bilan énergétique à la surface de la paroi on peut écrire

$${}^R\tilde{\Phi}\tilde{\theta}_a(\tau) = h_c {}^R\tilde{\theta}_a\tilde{\theta}_a(\tau) + hr_p {}^R\tilde{\theta}_p\tilde{\theta}_a(\tau)$$

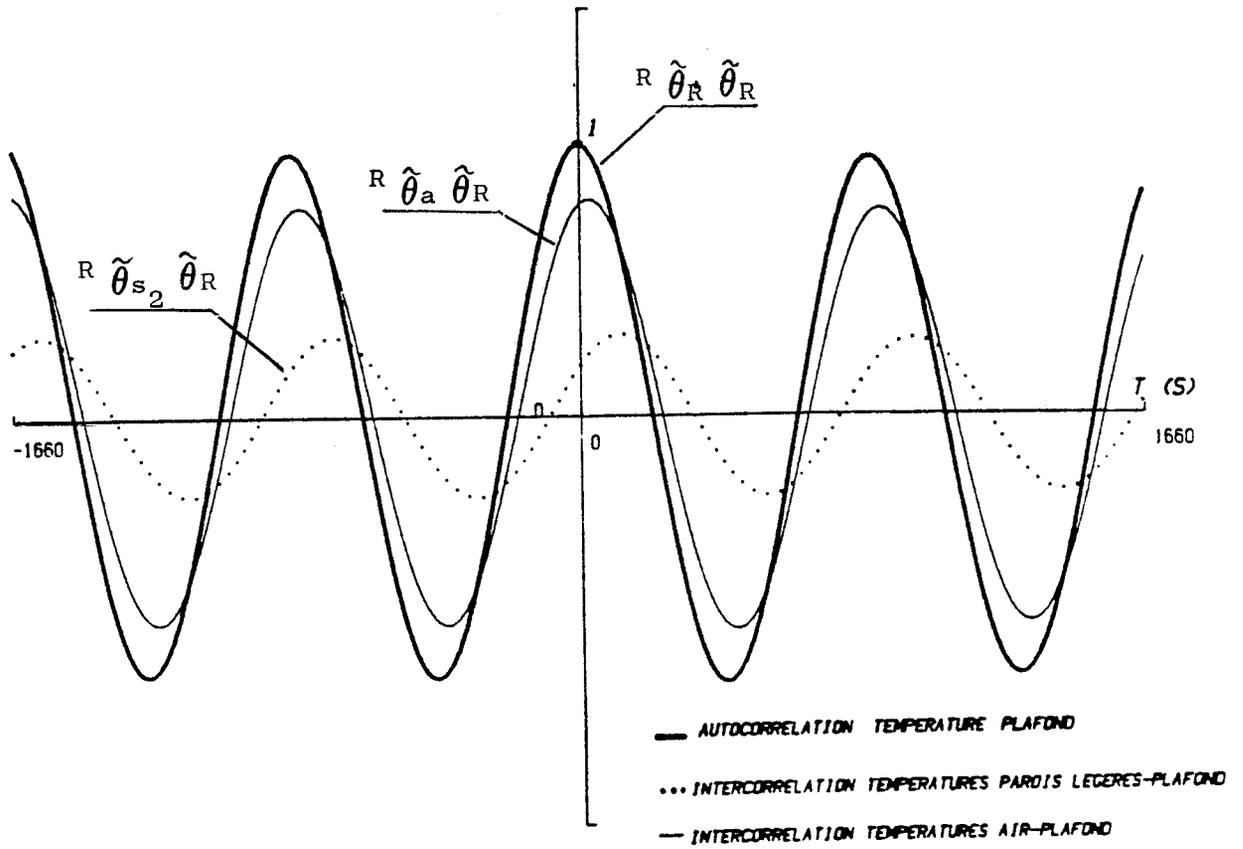
ainsi que

$$hr_p {}^R\tilde{\theta}_p\tilde{\theta}_a(\tau) = hr {}^R\tilde{\theta}_r\tilde{\theta}_a(\tau) + hr_2 {}^R\tilde{\theta}_{s2}\tilde{\theta}_a(\tau)$$

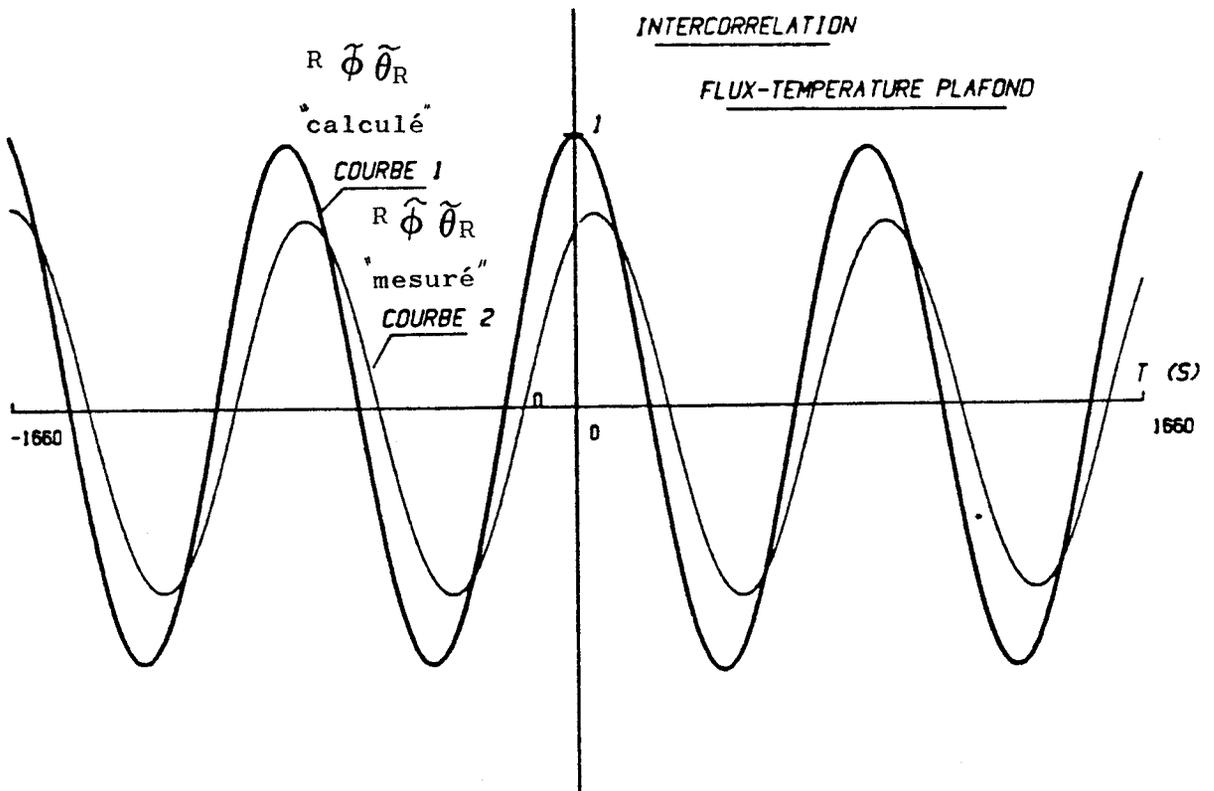
Ces relations ont permis l'identification des coefficients h_c , hr et hr_2 en régime lentement variable. Ces mêmes fonctions de corrélation sont appliquées maintenant au calcul de la variation du flux à la surface de la paroi lourde que l'on compare à la variation de flux mesuré dans les phases 1 et 2 (respectivement Courbes 20 et 21) Nous avons choisi, arbitrairement l'écart de température $\tilde{\theta}_r$ comme référence dont on calcule la fonction d'autocorrélation qui par définition est centrée. ($\tilde{\theta}_R = \tilde{T}_R - \tilde{T}_{s1}$)

Les résultats obtenus et les coefficients d'échange déterminés précédemment permettent de comparer les flux calculés et simulés. On peut constater tout d'abord que les résultats sont corrects au niveaux des amplitudes particulièrement en phase 2. La légère différence en phase 1 peut s'expliquer par les hypothèses de linéarisation, les coefficients d'échange radiatif pouvant varier légèrement entre les deux phases.

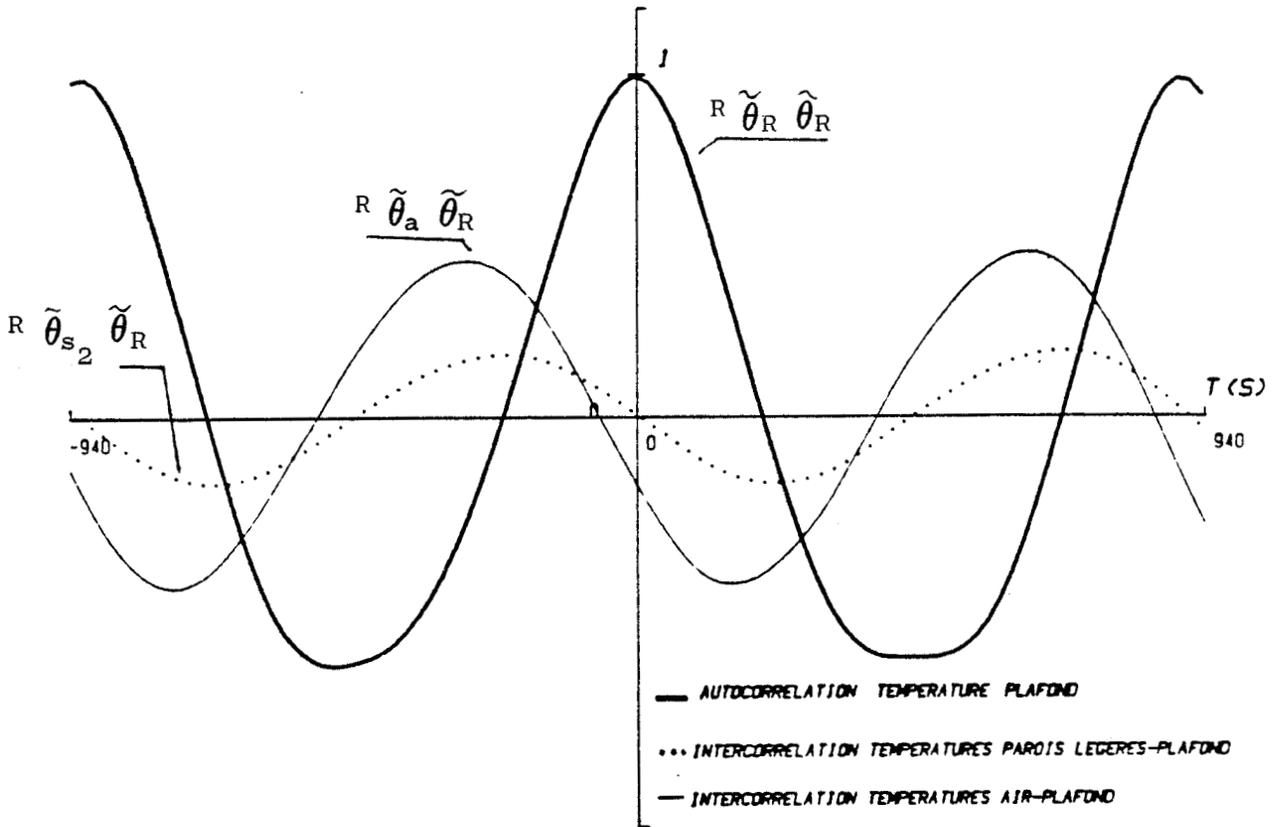
L'application des fonctions de corrélations aux variations de températures permet également de mettre en évidence les degrés d'interaction mutuelle qui les caractérisent. On peut remarquer notamment un comportement tout à fait particulier des panneaux radiants qui dans la seconde phase lorsqu'ils sont alimentés se mettent en quadrature avec la température des parois légères. Il en résulte alors des variations en quasi-opposition de phase entre les températures \tilde{T}_r et \tilde{T}_{air} dont l'interprétation n'est pas immédiate. Ce mode de couplage inhabituel sera étudié en détail dans le chapitre suivant.



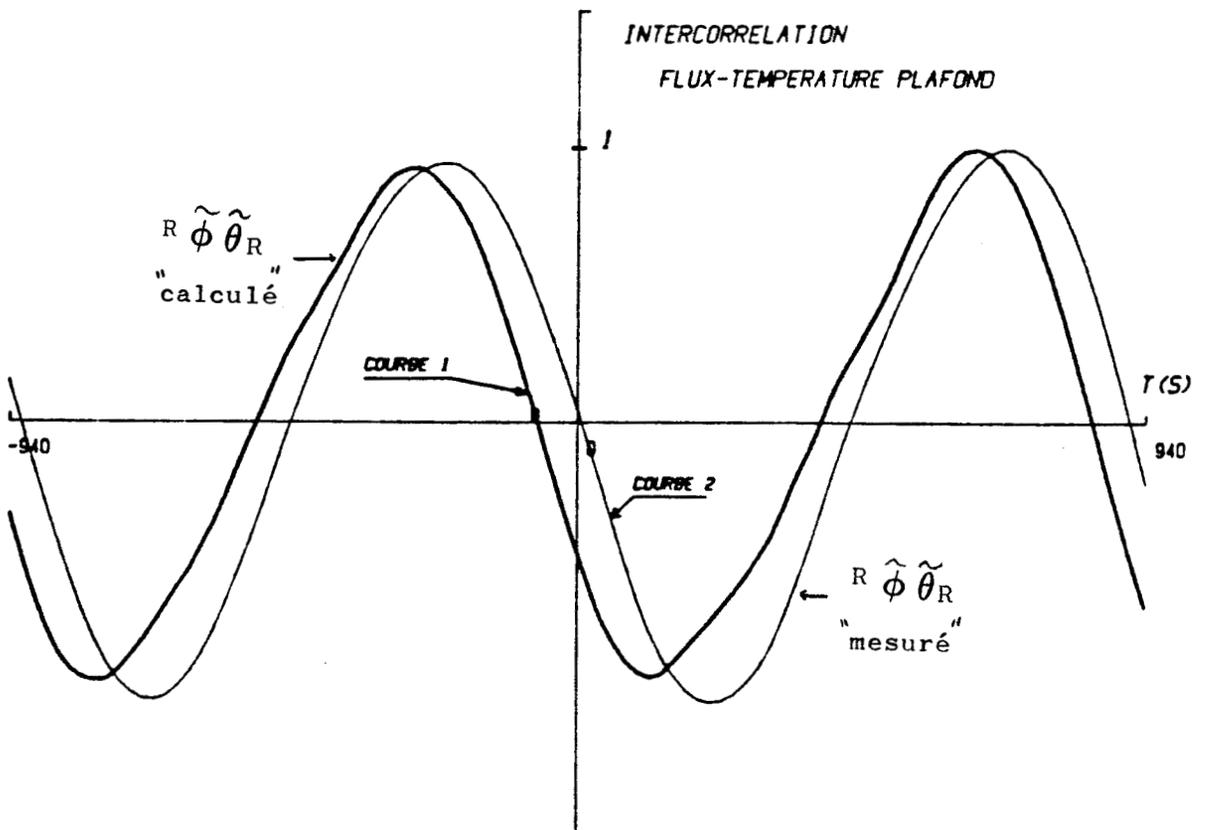
Courbe 20a



Courbe 20b



Courbe 21a



Courbe 21b

III.6) - CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons pu dégager un certain nombre de résultats essentiels utilisables en thermique de l'habitat. Dans un premier temps, d'un point de vue qualitatif il a été possible de mettre en évidence les relations de proportionnalité entre les grandeurs flux et écart de température. On étudie également la manière dont se comporte les différentes parois lourdes et légères en fonction de perturbations aléatoires radiatives et convectives. On met ainsi en évidence la forte sensibilité de la température de surface de la paroi légère aux modifications de son environnement micro climatique. On a pu observer pour cette même paroi un phénomène naturel d'autorégulation qui tend à minimiser les variations du flux total traversant la paroi en modifiant l'importance relative des transferts convectifs et radiatifs ceux-ci étant couplés par l'intermédiaire de la température surface. L'ensemble de ces résultats montre la difficulté liée à l'interprétation des mesures fluxométriques à la surface d'une paroi légère. Par contre en ce qui concerne la paroi lourde on a pu observer la grande stabilité de sa température de surface, la grandeur flux subissant des variations en fonction de l'évolution de son environnement. Cette mesure est donc particulièrement bien adaptée à la caractérisation de l'ambiance thermique dans le local. L'utilisation des fonctions de corrélation a permis d'identifier les coefficients d'échange caractéristiques des transferts énergétiques se produisant à la surface de la paroi lourde. Les résultats obtenus permettent de valider les mesures de flux et d'envisager l'utilisation de ces grandeurs pour le contrôle de l'ambiance dans le système habitat.

CHAPITRE IV

*COUPLAGE ENTRE TRANSFERTS CONVECTIFS
ET RADIATIFS DANS LE CAS PARTICULIER
D'UN PLAFOND CHAUFFANT*

-000-

IV.1) - INTRODUCTION

Le système habitat est thermiquement très complexe car il est le siège de divers modes de transfert énergétiques opérant de façons très différentes. Le principe de conservation de l'énergie impose un bilan global des échanges égal à zéro. De ce fait les différents échanges et leur variations sont interdépendants.

Dans les chapitres précédents nous avons admis, à des fins de simplification, que l'ambiance thermique perçue par la surface d'une paroi pouvait être représentée comme la superposition d'échanges convectifs et radiatifs. Cette représentation n'est simple qu'en apparence puisque ces mécanismes d'échanges sont couplés par les variations de température de surface de la paroi. Ce phénomène est très net dans le cas des parois légères isolantes, leur température de surface évoluant de façon à minimiser la somme algébrique du flux radiatif et du flux échangé par convection à la surface de la paroi. Cet effet très important ne peut être négligé car il est un des facteurs essentiels intervenant dans l'évolution de l'ambiance thermique dans une enceinte.

En fait, tout local doit être considéré dans son ensemble comme un système thermodynamique ouvert soumis à des perturbations énergétiques internes ou externes. L'état du système peut être décrit à partir des évolutions de différents sous-systèmes définis par leurs caractéristiques physiques, mesurables, quasi-constantes (résistance, capacité thermique, etc...) et par les valeurs des variables intensives (températures) caractéristiques du potentiel énergétique de chacun des sous-systèmes.

Par principe, un local en état de déséquilibre et abandonné à lui-même évoluera dans le sens d'une minimisation des écarts de potentiels donc d'une répartition énergétique telle que à la limite on obtienne un état d'équilibre parfait qui dans la réalité n'est jamais atteint.

Les effets auto-régulants naturels sont très importants car ils conditionnent l'évolution du système. Ils sont également très complexes à la fois par le nombre de paramètres à prendre en compte et surtout par le fait que le local, "ouvert" au sens thermodynamique, est soumis en permanence à des perturbations énergétiques qui lui impose un régime dynamique très souvent modifié et également à des perturbations affectant l'état hydrodynamique de l'air et donc modifiant les échanges convectifs.

Dans le cas particulier d'un local, les échanges convectifs provoquent l'établissement d'une stratification de la masse d'air contenue dans le local, chaque "couche" pouvant être caractérisée entre autres paramètres par une température moyenne croissante avec l'altitude.

Dans la configuration expérimentale étudiée cet effet est amplifié compte tenu de la présence des panneaux radiants pendus au plafond. La température de ces panneaux est déterminée par leur charge thermique. En fait l'expérience montre que les variations de température d'air provoquent des variations en sens inverse de la température des panneaux radiants (III.5.e). L'objectif de cette partie est de mettre en évidence le caractère particulier des mécanismes de couplage entre échanges radiatifs et convectifs permettant d'interpréter l'opposition entre une variation de température d'air et celle de la température du plafond rayonnant. Pour cela nous étudierons le bilan thermique des films chauffants dissipant une puissance électrique constante et soumis à des variations de leur charge thermique. En supposant vérifiée la validité du principe de superposition, nous avons décomposé l'évolution réelle des signaux détectés en une évolution lente à laquelle se superpose un régime rapidement variable. Dans les deux cas les fonctions de corrélation sont utilisées pour mettre en évidence les relations fonctionnelles existant entre les différentes grandeurs relevées.

IV.2) - Bilan énergétique des films résistifs

Dans la configuration expérimentale étudiée (Figure 22), les films disposés sur des cadres de bois sont suspendus sous le plafond isolant du caisson climatique. La puissance électrique (P) qu'ils reçoivent est transformée en chaleur par effet joule et se répartit en un flux ascendant (ϕ_a) et un flux descendant (ϕ_d).

$$P = \phi_a + \phi_d$$

Le flux ascendant est essentiellement échangé entre la face supérieure des films et le plafond isolant. Une partie par rayonnement et l'autre par convection (et conduction) à travers la lame d'air supérieure confinée d'épaisseur maximale égale à environ 1 cm. Cette dernière composante sera représentée à l'aide d'un coefficient d'échange globale h_g . On peut alors écrire l'expression suivante de la densité de flux ascendant échangée au niveau de la face supérieure des films

$$\phi_a = (hr_p + h_g) (Tr_s - Tp_1)$$

où hr_p est le coefficient d'échange par rayonnement entre les deux surfaces.

Tr_s la température de la face supérieure des films

Tp_1 la température de surface du plafond isolant

Le flux descendant est le bilan énergétique sur la face inférieure des films à la température Tr_i . Ce bilan s'exprime en fonction des températures de surface des parois lourdes et légères et de la température caractéristique de l'air ambiant dans le local Ta que nous avons prise au centre du local.

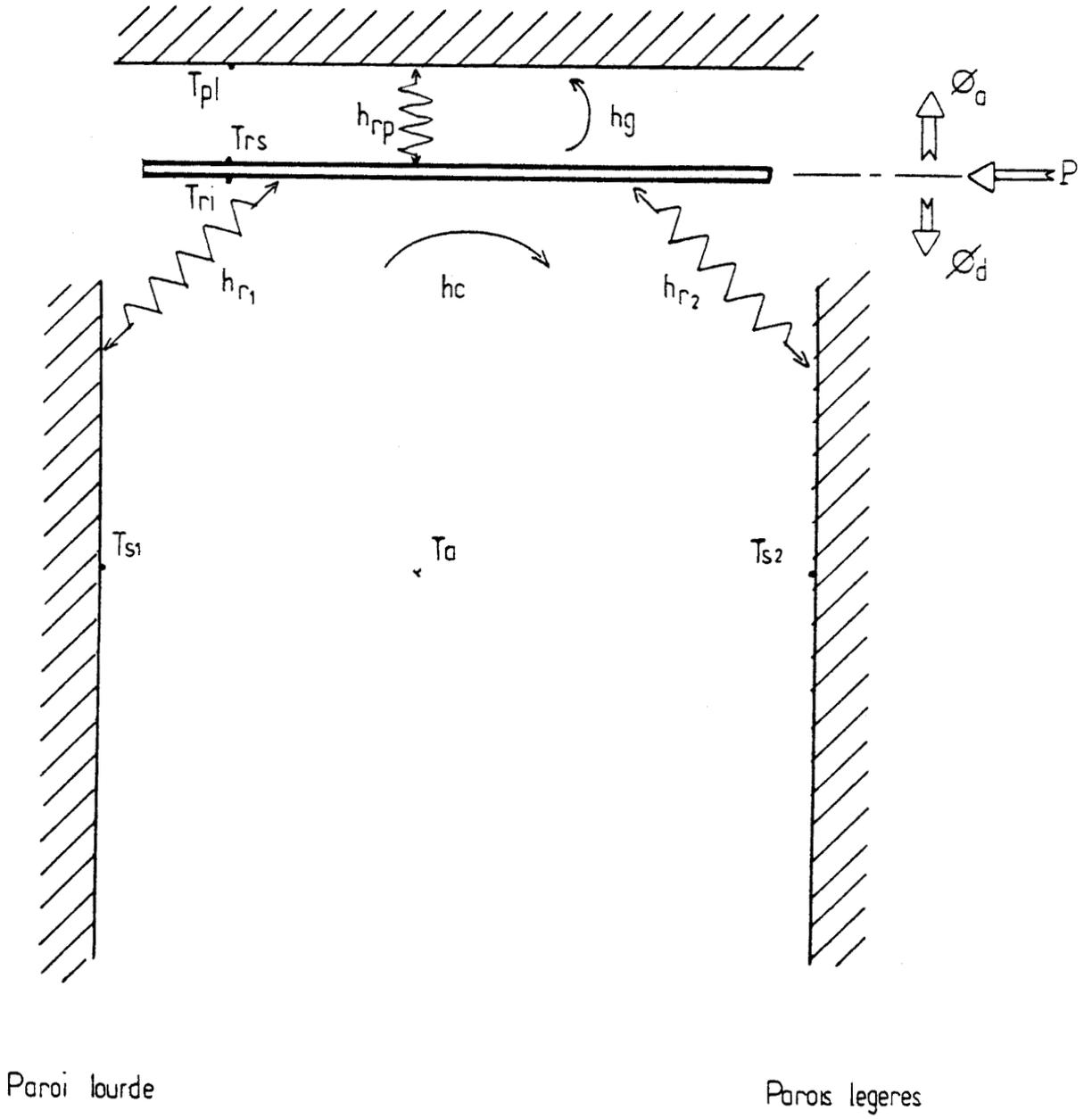


Figure 22 : Echanges thermiques au niveau des films résistifs

La densité de flux ϕ_d s'écrit alors

$$\phi_d = h_c (T_{r1} - T_a) + h_{r1} (T_{r1} - T_{s1}) + h_{r2} (T_{r1} - T_{s2})$$

Remarques :

1) - Du fait du phénomène de stratification évoqué précédemment, se pose le problème de la température d'air de référence qui permet de calculer la charge convective réelle des panneaux.

2) - C'est la nature isolante de l'enveloppe plastifiée des films résistifs qui impose la mesure simultanée de T_{r1} et T_{r2} . Néanmoins cela ne pose pas de problème en ce qui concerne le bilan thermique des panneaux cet écart restant sensiblement constant égal à 1,5°C.

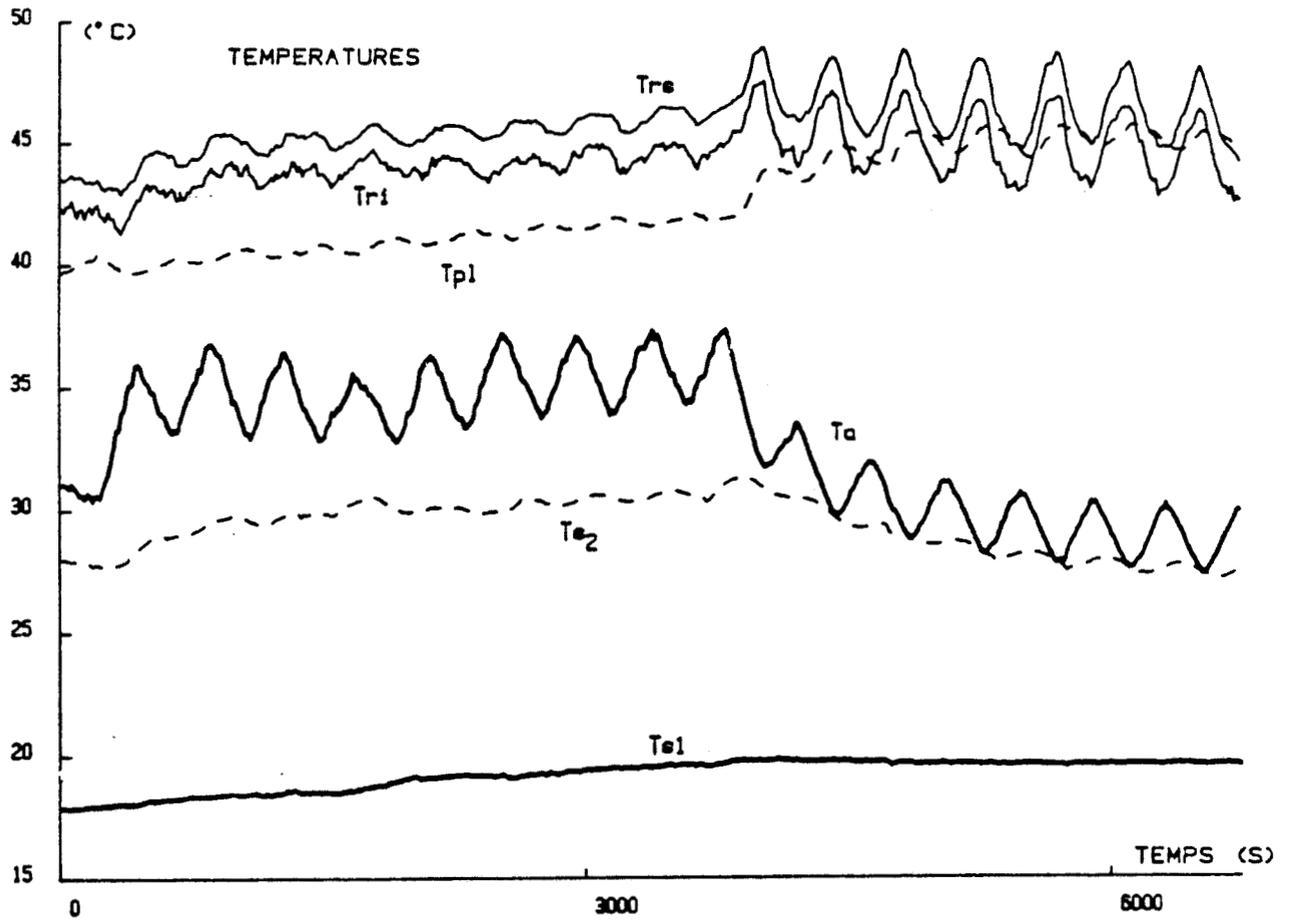
3) - On se place ici dans le cas de transferts radiatifs linéaires. Les panneaux étant constamment alimentés et leur température variant dans une gamme peu étendue cette hypothèse est justifiée si pour chacun des coefficients d'échange $h_{ri} = 4 \cdot \sigma \cdot \epsilon_{ri} T_{m_i}^3$ on choisit correctement la température moyenne T_{m_i} ($i = 1, 2, p_1$).

Enfin il est important de noter que les panneaux radiants sont alimentés par une puissance constante. Donc, toute variation de leur température de surface ne peut être due qu'à une variation de leur charge thermique qui dépend des niveaux de température auxquels ne produisent les échanges, des écarts de températures et des différents coefficients d'échange. La mesure ou l'estimation de ces grandeurs permet l'évaluation de la charge thermique des panneaux radiants.

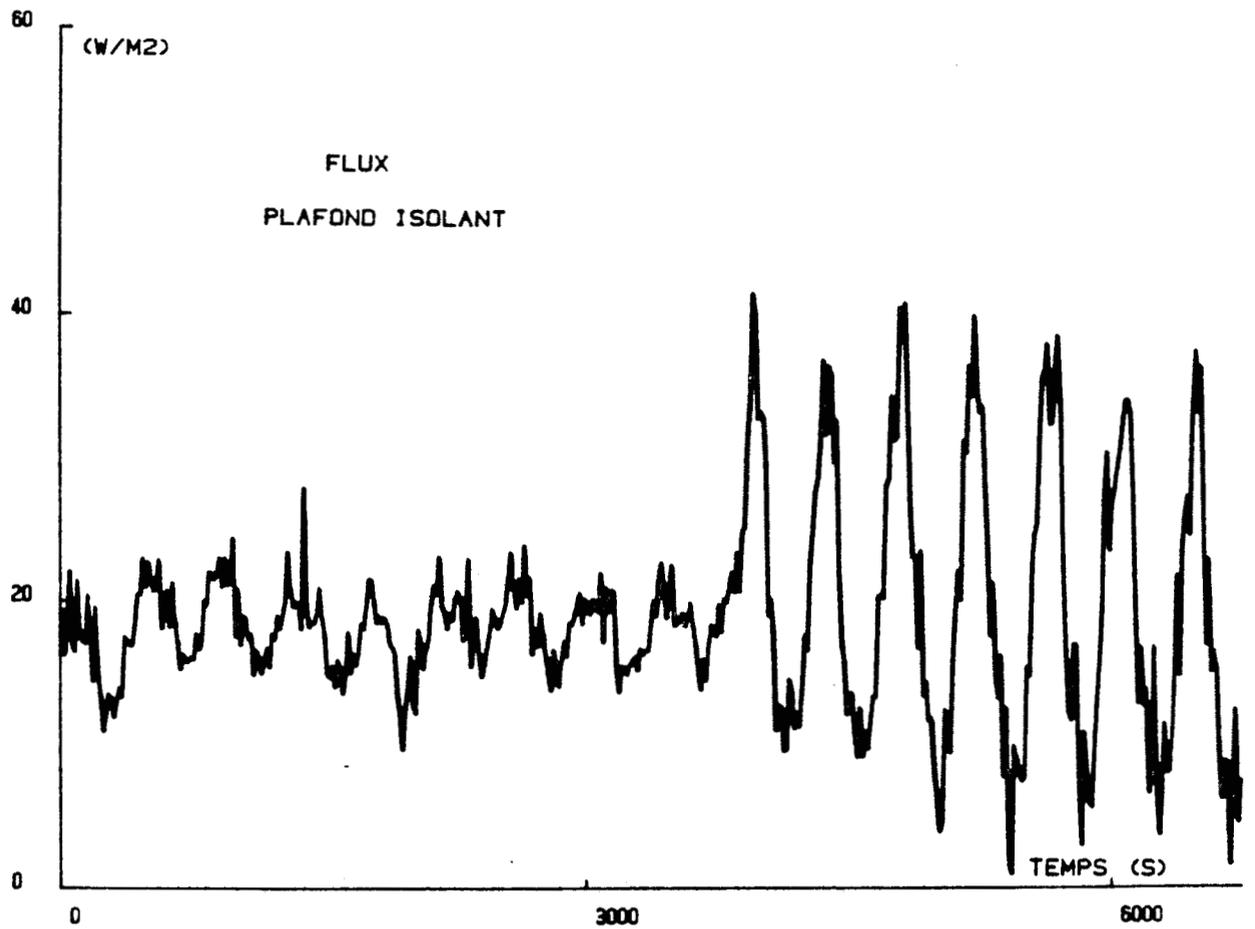
IV.3) - Variation de la charge thermique du plafond chauffant - Résultats expérimentaux

Le but de l'essai suivant est d'observer le comportement dynamique d'un plafond chauffant dissipant une puissance constante et soumis à des modifications diverses de son environnement thermique. On contrôle dans ce but la puissance convective fournie au local. (Courbes 23)

Dans la première phase de l'essai deux résistances placées dans le circuit de ventilation et dissipant chacune 1 kw sont alimentées en permanence. L'une d'entre elle est supprimée dans la deuxième phase ce qui provoque une chute de la température d'air moyenne à l'intérieur du local. Cette perturbation provoque une variation corrélée des températures de surface de paroi dans l'enceinte il en résulte un régime de variations lentes de la charge thermique des panneaux rayonnants. De plus afin d'étudier le comportement du système en régime de variations rapides et périodiques une résistance supplémentaire placée dans le circuit de ventilation est alimentée périodiquement tout au long de l'essai.



Courbe 23a



Courbe 23b

IV.4) - Régime lentement variable

a) Analyse de l'évolution des différentes grandeurs mesurées

Ces composantes sont obtenues à partir des données brutes par lissage par moyenne locale (Courbes 24). On peut remarquer tout d'abord que la température moyenne de surface de la paroi lourde garde une valeur sensiblement constante entre les deux phases du fait de sa forte inertie. Par contre les parois légères quasi-adiabatiques ont un comportement "semblable" à celui de la sollicitation température d'air. Mais, la principale remarque que nous pouvons faire concernant cet essai est que la chute de \bar{T}_{air} a très peu d'influence sur \bar{T}_r . On observe par contre une corrélation évidente entre les variations de \bar{T}_{air} et celles de \bar{T}_{p1} ces températures évoluant dans des sens opposés.

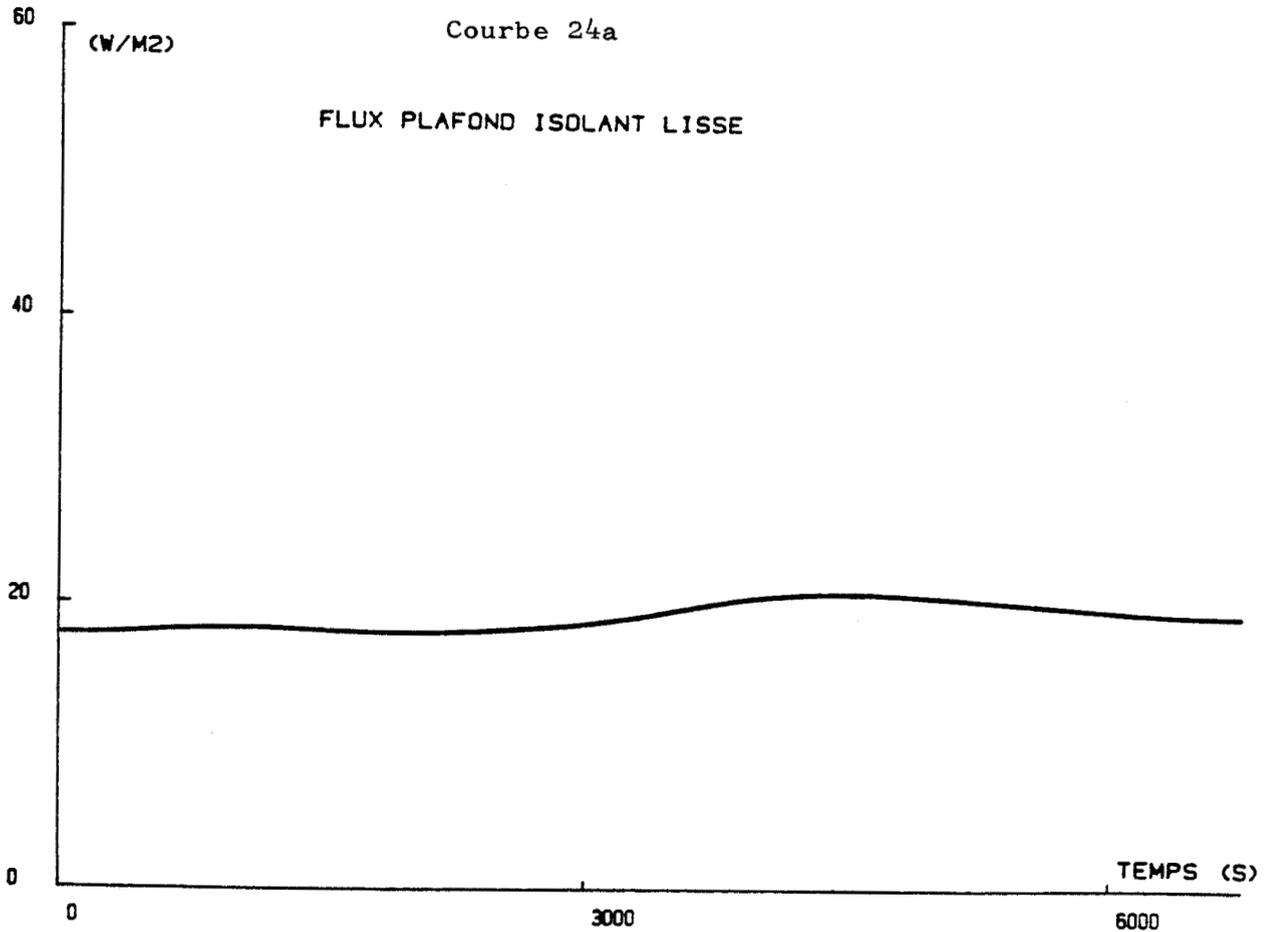
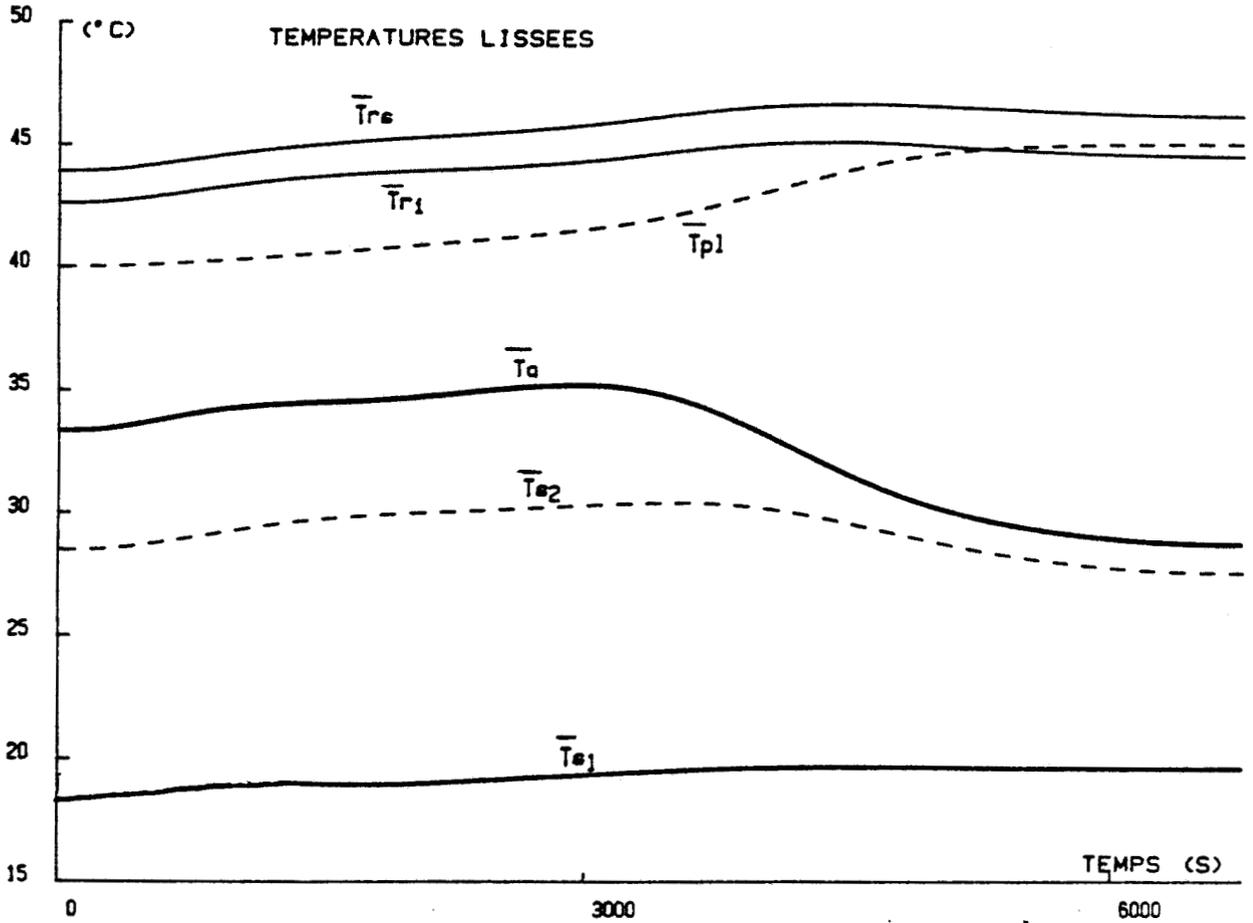
Si l'on considère la seule évolution des panneaux ce résultat n'est pas surprenant. En effet, la chute de \bar{T}_{air} et la variation légèrement corrélée de \bar{T}_{s2} , entraîne une augmentation des écarts de températures inférieurs d'où une augmentation du flux descendant échangé par les films résistifs avec le milieu placé en regard de leur face inférieure. La puissance électrique fournie aux panneaux étant constante il ne peut en résulter qu'une diminution des échanges entre la face supérieure des films et le plafond isolant d'où un écart de température plus faible entre ces deux surfaces dans la deuxième phase.

Par contre il est important de noter que ce n'est pas la température des films qui se modifie. Cette température ne semble donc pas corrélée aux variations de \bar{T}_{air} .

Ce résultat peut s'expliquer par la prise en compte de l'effet bien connu de stratification de la masse d'air au voisinage des plafonds qui dépend des conditions expérimentales. Le plafond chauffant accentue ce phénomène qui a pour effet de minimiser les transferts convectifs à l'intérieur du local. Cet effet naturel a été mis en évidence par ailleurs et est habituellement décrit par une température d'air de référence mesurée (arbitrairement) 10cm sous le plafond (7) .

Dans ces conditions on réalise généralement un multizonage de la pièce ce qui implique en modélisation de définir précisément les transferts de masse et de chaleur entre chaque zone (21, 22).

Remarque : Il faut noter que l'essai réalisé ne se déroule pas dans des conditions pures de convection naturelle, du fait de la ventilation. Toutefois ici cette influence est négligeable en ce qui concerne l'effet de stratification au voisinage du plafond.



Courbe 24b

b) - Bilan énergétique des films

Tous les calculs de bilan sont basés sur l'expression établie au paragraphe (IV 2) qui exprime la dissipation de l'énergie électrique fournie aux panneaux en deux composantes ascendante et descendante, Φ_a et Φ_d . Dans les conditions définies auparavant (linéarité) ces deux termes peuvent être évalués à partir des évolutions temporelles des écarts de température entre les surfaces des panneaux radiants et leur environnement. La même hypothèse de linéarité permet l'étude énergétique des panneaux en considérant les variations lentes et rapides. Les écarts de température seront notés :

exemples :

$$\begin{aligned}\bar{T}_{r_i} - \bar{T}_{s_1} &= \bar{\theta}_{r_i 1} \\ \bar{T}_{r_s} - \bar{T}_{p_1} &= \bar{\theta}_{r_s p_1}\end{aligned}$$

En régime lentement variable nous introduisons donc les écarts entre valeurs moyennes des températures. Ceux-ci sont représentés (Courbe 25). On considérera les phase 1 et 2 de l'essai caractérisées par des apports énergétiques différents du point de vue convectif.

Le bilan énergétique des films dans la phase 1 s'écrit :

$$\begin{aligned}B_1 &= h_{c1} \bar{\theta}_{r_i a} + hr_1 \bar{\theta}_{r_i 1} + hr_2 \bar{\theta}_{r_i 2} \\ &+ hr_p \bar{\theta}_{r_s p_1} + h_g \bar{\theta}_{r_s p_1}\end{aligned}$$

où h_{c1} est le coefficient d'échange convectif entre les films et l'air ambiant dans le local en phase 1

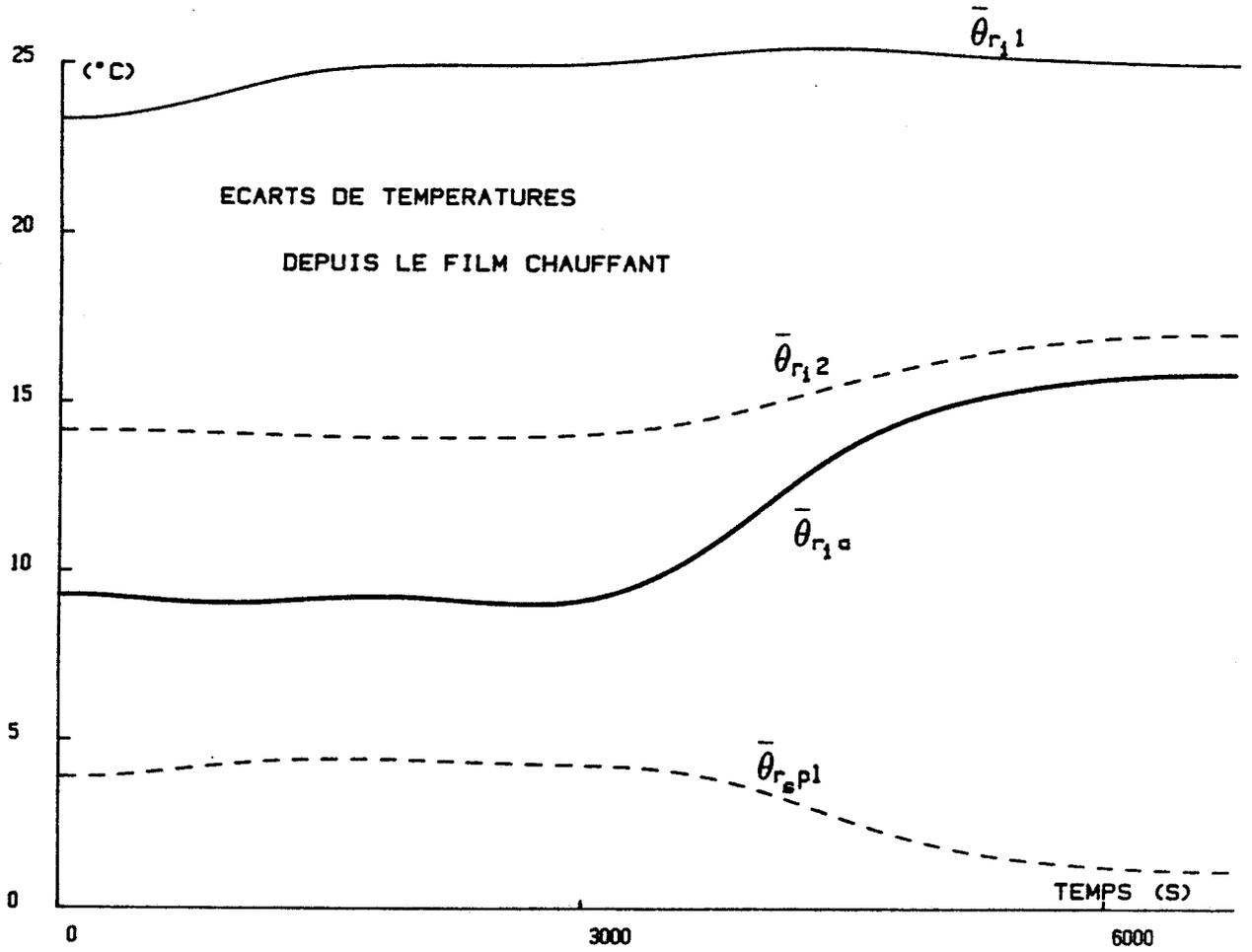
hr_i les coefficients d'échanges par rayonnement ($i=1,2,p_1$)

h_g le coefficient d'échanges autres que radiatifs entre les films et le plafond isolant.

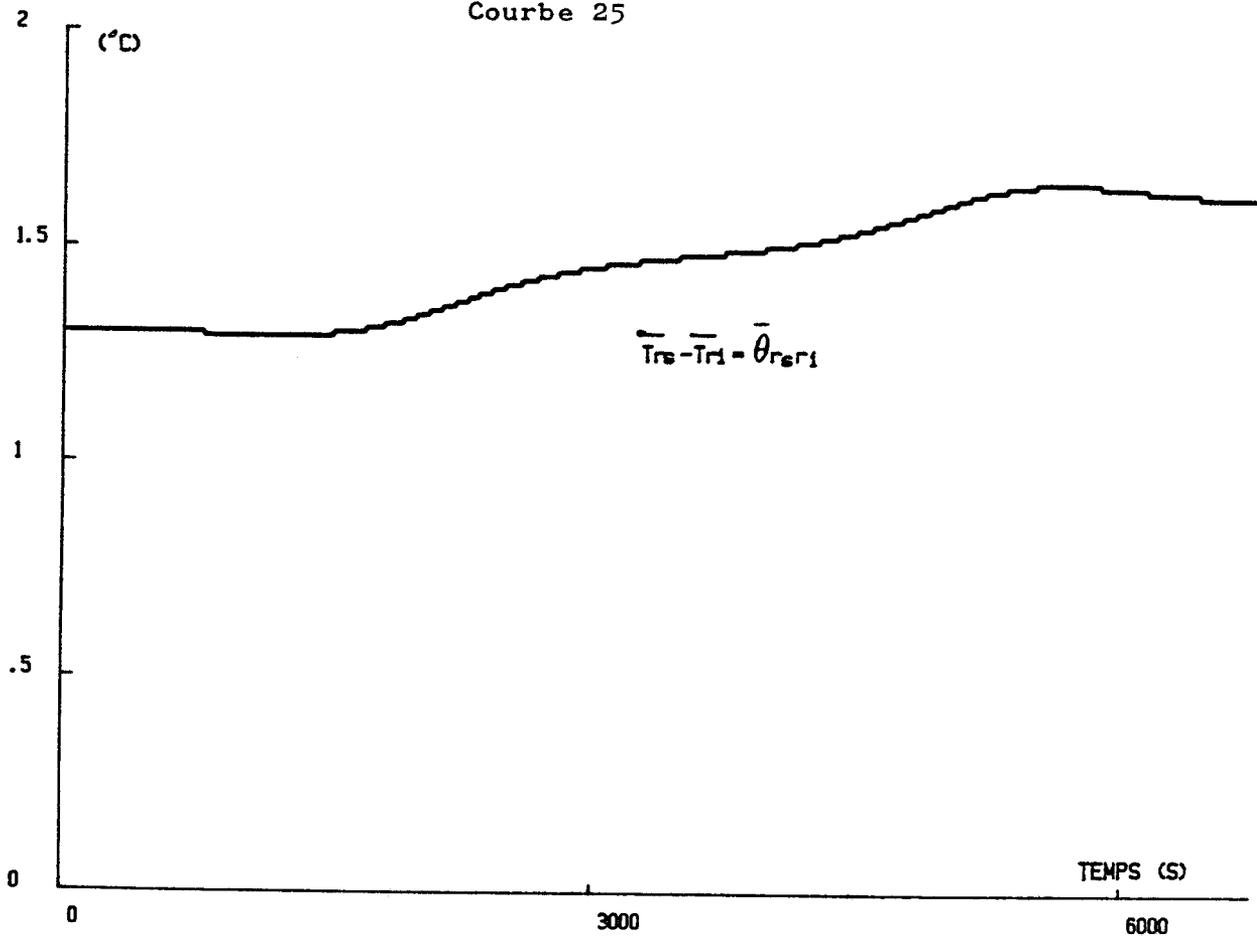
Remarque : La courbe 26 représentant l'écart de température entre les deux faces des films met en évidence à la fois la différence entre ces températures et de plus sa faible variation qui permet de considérer comme nulle la variation de l'énergie stockée dans les films.

La même expression du bilan énergétique des panneaux peut s'écrire en phase 2 et comme la puissance qui leur est fournie est identique dans les deux phases on peut écrire l'équation de conservation suivante

$$B_1 = B_2$$



Courbe 25



Courbe 26

A la condition restrictive d'une faible variation des différents coefficients d'échange, hypothèse qui sera discutée dans la suite on peut réécrire l'équation précédente sous la forme

$$h_c \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + h_{r_1} \delta \bar{\theta}_{r_{1l}} + h_{r_2} \delta \bar{\theta}_{r_{12}} + h_{r_p} \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} + h_g \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} = 0$$

où $\delta \bar{\theta}_{r_{1a}} = \bar{\theta}_{r_{1a}}^2 - \bar{\theta}_{r_{1a}}^1$, représente la variation "centrée" des valeurs moyennes par rapport à la phase 1

Afin de simplifier l'étude des signaux obtenus nous avons calculés les fonctions de corrélations qui ont l'avantage de lisser les signaux et sont supposées, compte tenu des développements précédents, vérifier la relation :

$$h_c R \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + h_{r_1} R \delta \bar{\theta}_{r_{1l}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + h_{r_2} R \delta \bar{\theta}_{r_{12}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + h_{r_p} R \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + h_g R \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} = 0$$

que l'on normalise en divisant chacun des termes par

$$R_0 = \text{MAX } R \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}}$$

Dans cette équation exprimant le principe de la conservation de l'énergie lors du changement d'état du système figurent des quantités représentatives d'échanges radiatifs et convectifs. L'hypothèse de la validité du traitement séparé de ces échanges ayant été largement développée et utilisée dans les premières parties de ce mémoire nous avons tenté une vérification de cette hypothèse en regroupant les composantes radiatives de la relation précédente.

c) - Aspect radiatif du bilan

Les films résistifs échangent de l'énergie par rayonnement avec trois types de paroi. En première approximation les coefficients d'échange radiatif ne dépendent que des rapports de surface entre parois (erreur inférieure à 10%). Dans ce cas la variation du bilan radiatif des films résistifs entre les deux phases peut s'écrire.

$$B_{\text{rad}}^{21} = 0,2 R \delta \bar{\theta}_{r_{1l}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + 0,8 R \delta \bar{\theta}_{r_{12}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}} + 1 R \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} \delta \bar{\theta}_{r_{1a}}$$

en pondérant chacun des termes par un facteur de forme.

Or en traçant sur un même graphique (Courbe 27) les composantes radiatives supérieures et inférieures en valeurs absolues il apparait que la variation du bilan radiatif des films entre les deux phases est nulle.

$$B_{rad} = 0 \text{ (à qq \% près)}$$

Ce résultat est très important car il met en évidence le couplage particulier existant entre la température d'air dans le caisson et la dissipation radiative des films. On observe en effet lors de la chute de T_{air} une modification de la répartition de l'énergie radiative dissipée par les panneaux vers le haut et vers le bas mais qui dans le même temps reste globalement constante. L'explication de ce phénomène n'est pas immédiate et nécessiterait des développements qui pourraient être envisagés à partir des résultats expérimentaux présentés.

d) - Autres échanges

La conservation du bilan radiatif des films permet d'écrire l'équation suivante :

$$h_c R \delta \bar{\theta}_{r_{ia}} \delta \bar{\theta}_{r_{ia}} = h_g R \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} \delta \bar{\theta}_{r_{ia}}$$

qui met en évidence l'équirépartition de l'énergie dissipée par les films entre le haut et le bas. En toute rigueur cette expression n'est pas utilisable car elle repose sur l'hypothèse de coefficients d'échange constants entre les deux phases. Cette hypothèse commode du point de vue des calculs à effectuer ne met pas en cause les résultats du paragraphe précédent et n'est pas validée par les résultats expérimentaux. En effet en comparant l'évolution de l'écart de température $\bar{\theta}_{r_{sp1}}$ et celle du flux mesuré sur la surface inférieure du plafond isolant, il apparait que l'écart $\bar{\theta}_{r_{sp1}}$ n'est pas corrélé aux variations de flux puisque lorsque $\bar{\theta}_{r_{sp1}}$ diminue entre les deux phases le flux mesuré ne varie pratiquement pas (Courbe 24b.). Ce résultat ne peut s'expliquer que par une variation du coefficient d'échange h_g . De même en ce qui concerne le premier membre de l'équation rien ne permet d'affirmer que le coefficient d'échange par convection h_c est constant.

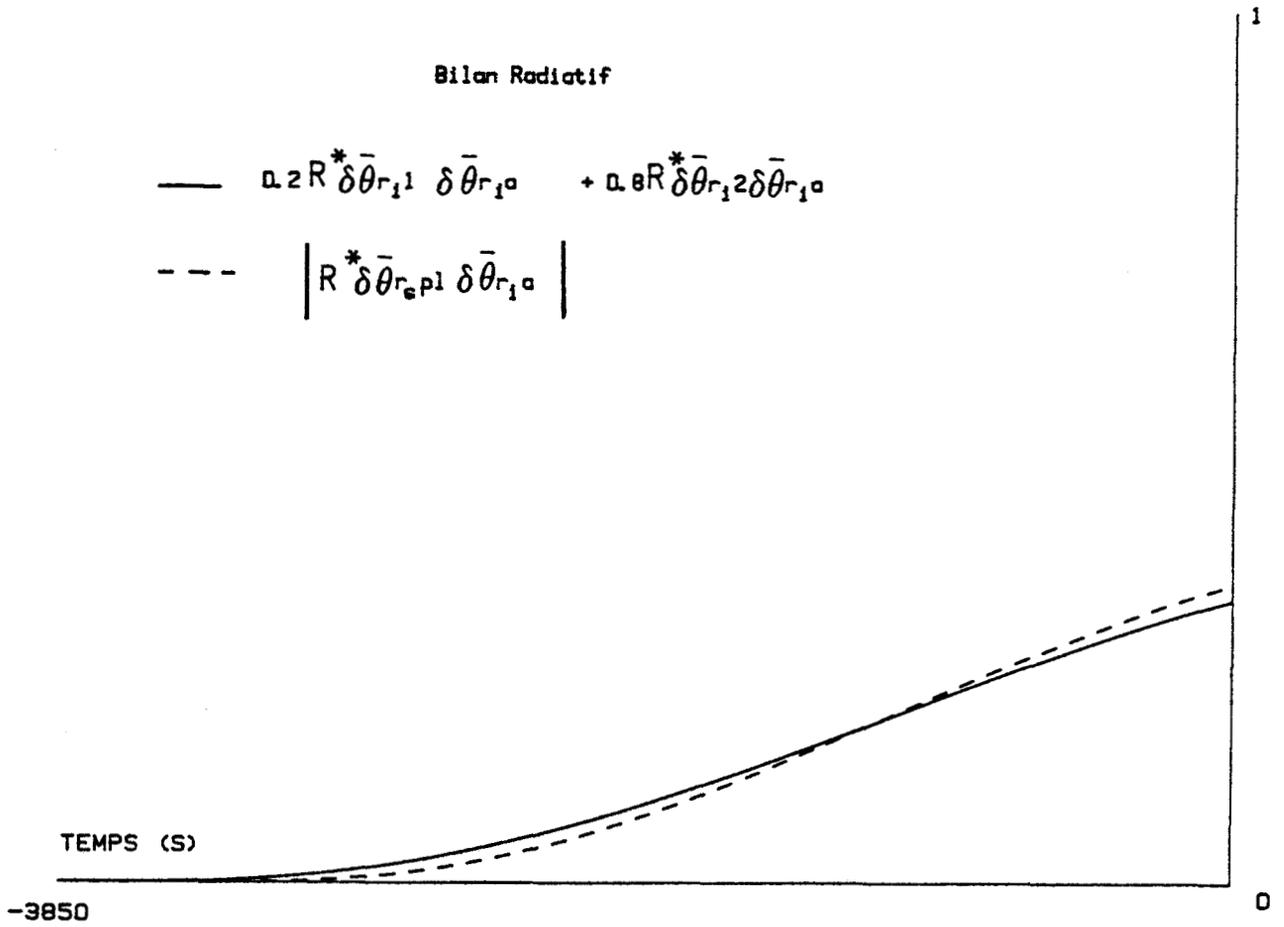
Néanmoins à partir des résultats dont on dispose, en se limitant à l'étude d'une seule phase par exemple la phase 2, il est possible de définir un coefficient d'échange par convection en donnant une valeur moyenne au coefficient h_g , (résistance thermique d'une lame d'air (23)). On obtient dans ce cas

$$h_c = h_g \frac{R \delta \bar{\theta}_{r_{sp1}} \delta \bar{\theta}_{r_{ia}}}{R \delta \bar{\theta}_{r_{ia}} \delta \bar{\theta}_{r_{ia}}} = 1 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Bilan Radiatif

$$\text{---} \quad \alpha_2 R^* \bar{\delta\theta}_{r_1 1} \bar{\delta\theta}_{r_1 a} + \alpha_3 R^* \bar{\delta\theta}_{r_1 2} \bar{\delta\theta}_{r_1 a}$$

$$\text{---} \quad \left| R^* \bar{\delta\theta}_{r_{epl}} \bar{\delta\theta}_{r_1 a} \right|$$



Courbe 27

Ce résultat est comparable en ordre de grandeur avec les coefficients utilisés habituellement. En conclusion de ce paragraphe on peut dire que pour un régime lentement variable il est toujours possible de définir un coefficient d'échange par convection entre un plafond chauffant et l'air ambiant dont la température est mesurée au centre du local. L'analyse des signaux en régime rapidement variable, développée dans la partie suivante conduit à des conclusions différentes.

IV - 5) Régime rapidement variable

a) Analyse des relations fonctionnelles entre les grandeurs mesurées.

Afin de mettre en évidence les relations d'interdépendance entre les grandeurs mesurées nous avons utilisé le formalisme des fonctions d'autocorrélation et d'intercorrélacion, bien adaptées au traitement des signaux instationnaires présentés précédemment. La référence doit être prise comme étant représentative de la sollicitation énergétique imposée au local, c'est à dire la perturbation introduite dans le circuit de climatisation. Pour simplifier nous avons mesuré la température d'air au centre du local pour représenter l'état énergétique de l'air dans le local.

La remarque essentielle que l'on peut faire concernant ce régime (Courbes 28), est que le phénomène d'"opposition de phase" entre \tilde{T}_{air} et \tilde{T}_r ne se produit pas de façon évidente dans la première phase de l'essai et semble donc dépendre du niveau de température moyenne auquel se produisent les échanges. En effet dans la seconde phase au cours de laquelle la température moyenne de l'air a diminué le phénomène d'opposition apparait nettement. L'analyse des courbes obtenues permet la mise en évidence des relations entre sollicitation et réponses des systèmes. L'intérêt des fonctions de corrélation étant dans ce cas de permettre l'évaluation des déphasages entre les grandeurs mesurées de même période et d'estimer ainsi le degré de dépendance entre ces grandeurs.

Dans la phase 1 on peut observer que la variation de température des parois légères \tilde{T}_{s_2} est en quasi-quadrature avec les variations de température d'air de façon à maximiser les échanges énergétiques réversibles. Il en est de même entre \tilde{T}_{p_1} et \tilde{T}_r . Ce résultat est logique car dans ce cas, ces températures sont les seuls potentiels intervenant dans l'expression du flux ascendant échangé entre le panneau radiant et le plafond isolant.

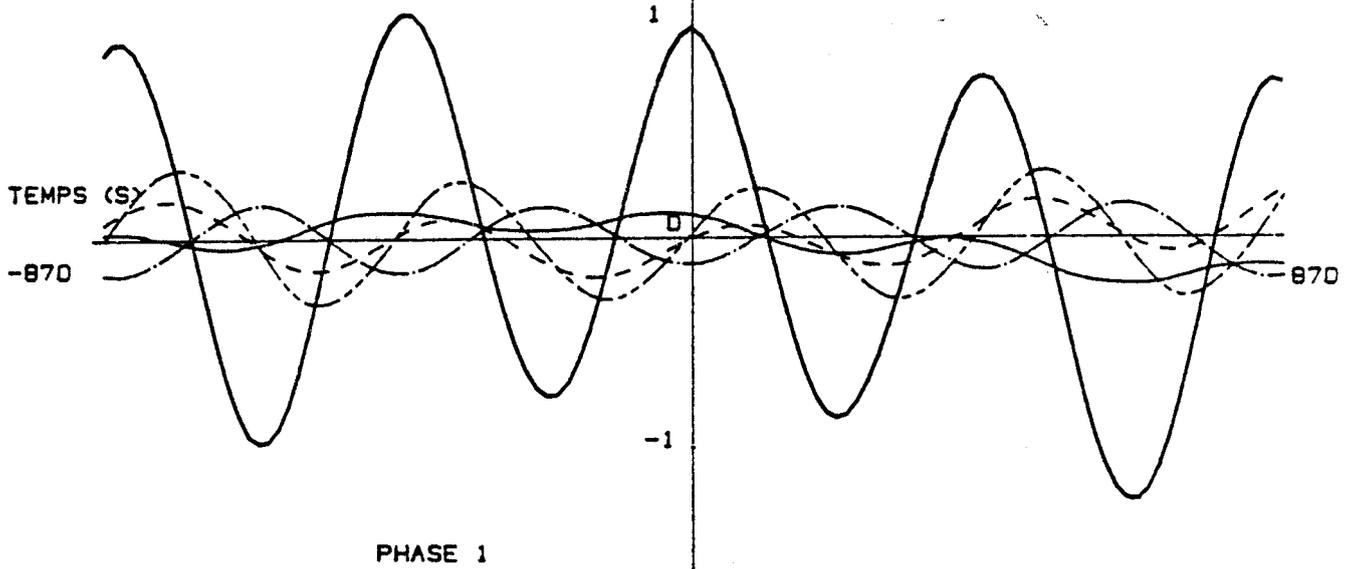
On peut de plus remarquer que dans cette phase les panneaux radiants se comportent globalement comme les parois légères verticales vis à vis de la sollicitation \tilde{T}_{air} .

Par contre en phase 2. On observe la quasi opposition de phase entre \tilde{T}_{air} et \tilde{T}_r . L'effet des échanges radiatifs semble prépondérant dans ce cas compte tenu de la relation de quadrature entre les variations de températures

$$\tilde{T}_{s_2} \rightarrow \tilde{T}_r \quad \text{et} \quad \tilde{T}_r \rightarrow \tilde{T}_{p_1}$$

le déphasage entre \tilde{T}_{air} et \tilde{T}_r passant de $\pi/2$ à π entre les deux phases. L'explication de cette variation de phase n'est pas immédiate.

FONCTIONS DE CORRELATION

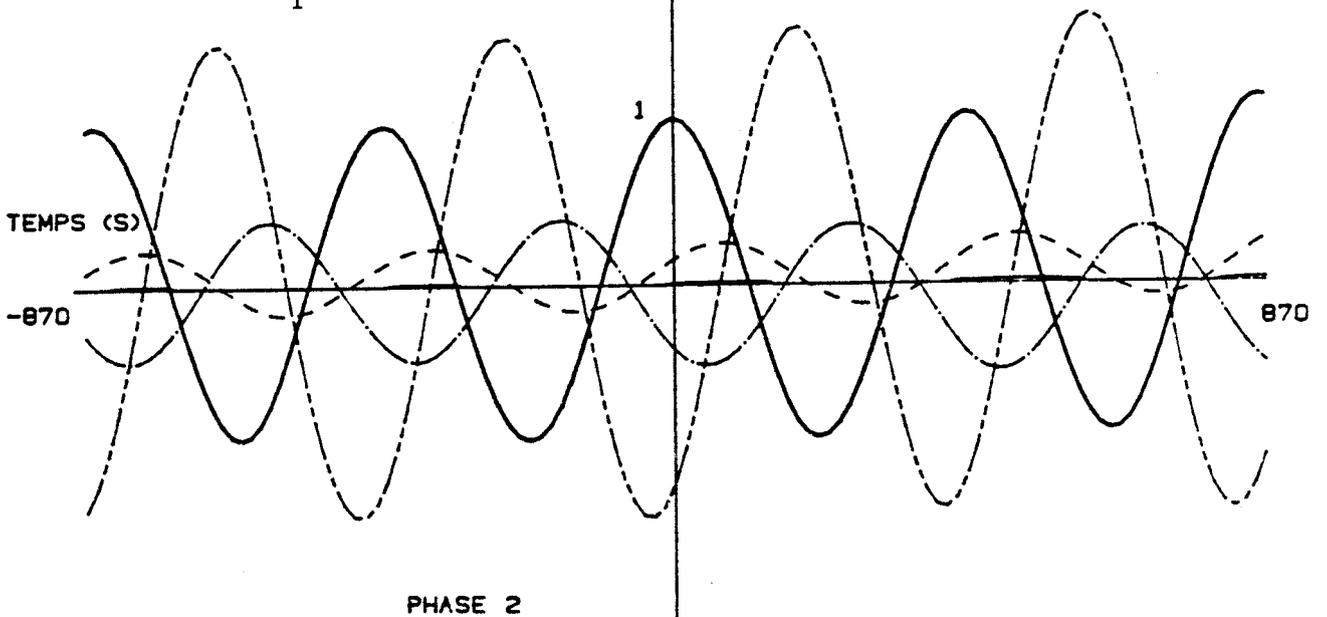


PHASE 1

- $R_{\tilde{T}_a \tilde{T}_a}$
- - - $R_{\tilde{T}_{s_2} \tilde{T}_a}$
- · - $R_{\tilde{T}_{p1} \tilde{T}_a}$
- - - $R_{\tilde{T}_{r_i} \tilde{T}_a}$
- $R_{\tilde{T}_{s_1} \tilde{T}_a}$

Courbe 28a

FONCTIONS DE CORRELATION



PHASE 2

Courbe 28b

Afin de mieux cerner le problème nous allons raisonner à nouveau en terme de bilan énergétique au niveau des panneaux puis interpréter les résultats obtenus par l'effet convectif du à la stratification de l'air.

b) - Bilan énergétique des films

Afin de calculer ce bilan en régime rapidement variable il nous faut tout d'abord calculer les écarts entre les variations des différentes grandeurs vues des panneaux, par exemple :

$$\tilde{\theta}_{r_1a} = \tilde{T}_{r_1} - \tilde{T}_a$$

Ceux-ci sont représentés sur les courbes 29.

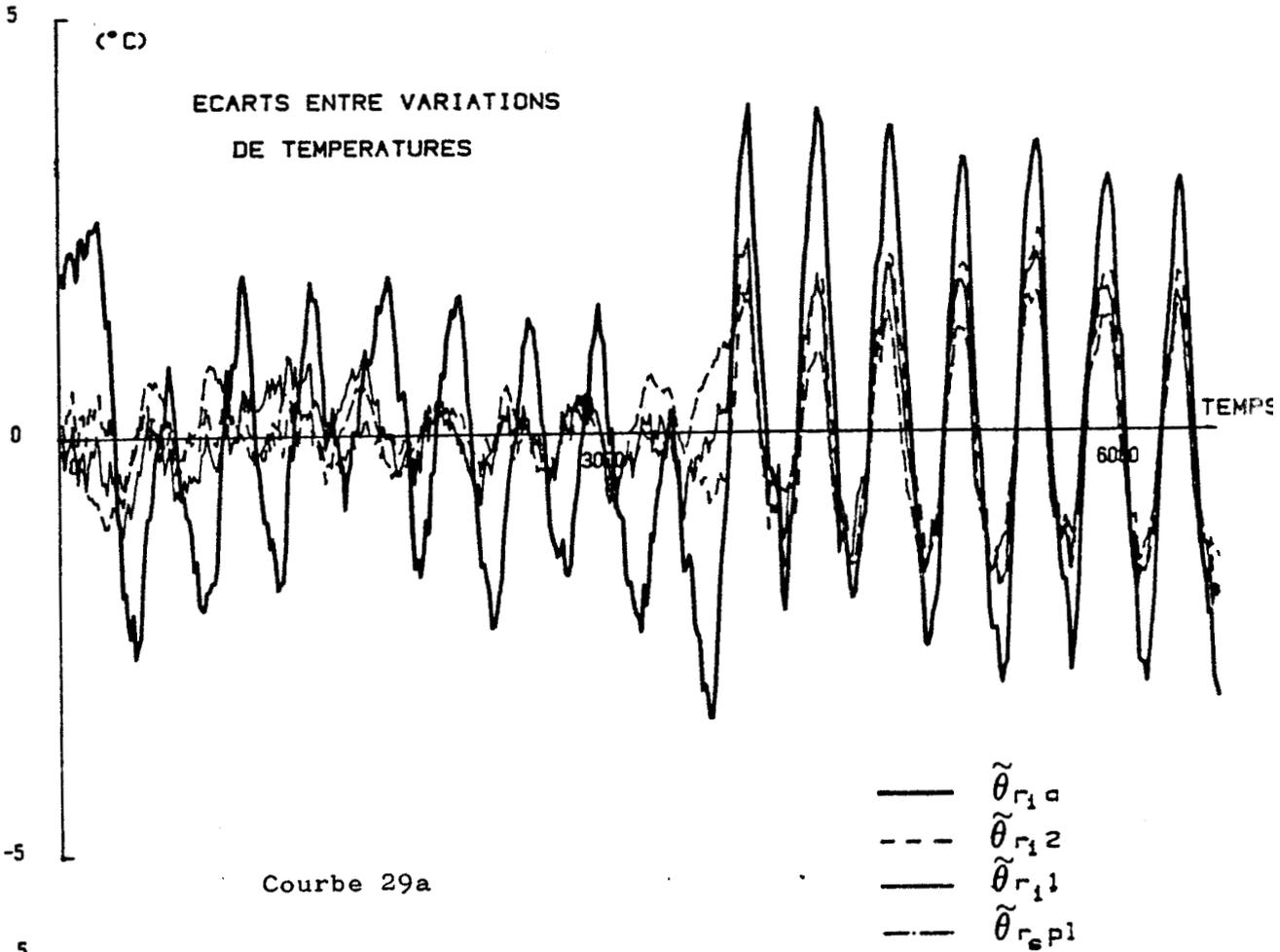
On peut remarquer tout d'abord une forte variation des comportements entre les deux phases, puisque l'amplitude des variations très faible dans la première phase devient importante dans la seconde. On peut de plus remarquer que les grandeurs $\tilde{\theta}_{r_11}$ et $\tilde{\theta}_{r_12}$ sont parfaitement confondues tant en module qu'en phase, comportement particulier qui semble être du à la faible inertie des panneaux radiants et à la prépondérance des échanges radiatifs. En utilisant à nouveau les fonctions de corrélation pour la phase 2, on observe (Courbe 30) que toutes les grandeurs représentatives des échanges thermiques entre les films et leur environnement son quasiment en phase. Tous les coefficients d'échange étant par définition positifs ou à la limite nuls, le bilan énergétique des panneaux en régime variable ne peut s'annuler alors que, la puissance électrique fournie aux films étant parfaitement constante, celui-ci devrait être nul. Les échanges radiatifs ne posant à priori pas de problèmes on en revient à celui des échanges convectifs en régime variable mais cette fois contrairement au régime lentement variable, ce coefficient devrait être négatif pour que la variation du bilan s'annule ce qui est impossible par définition.

En se reportant à l'expression de la densité de flux échangée entre un fluide (de l'air) et une surface, on a :

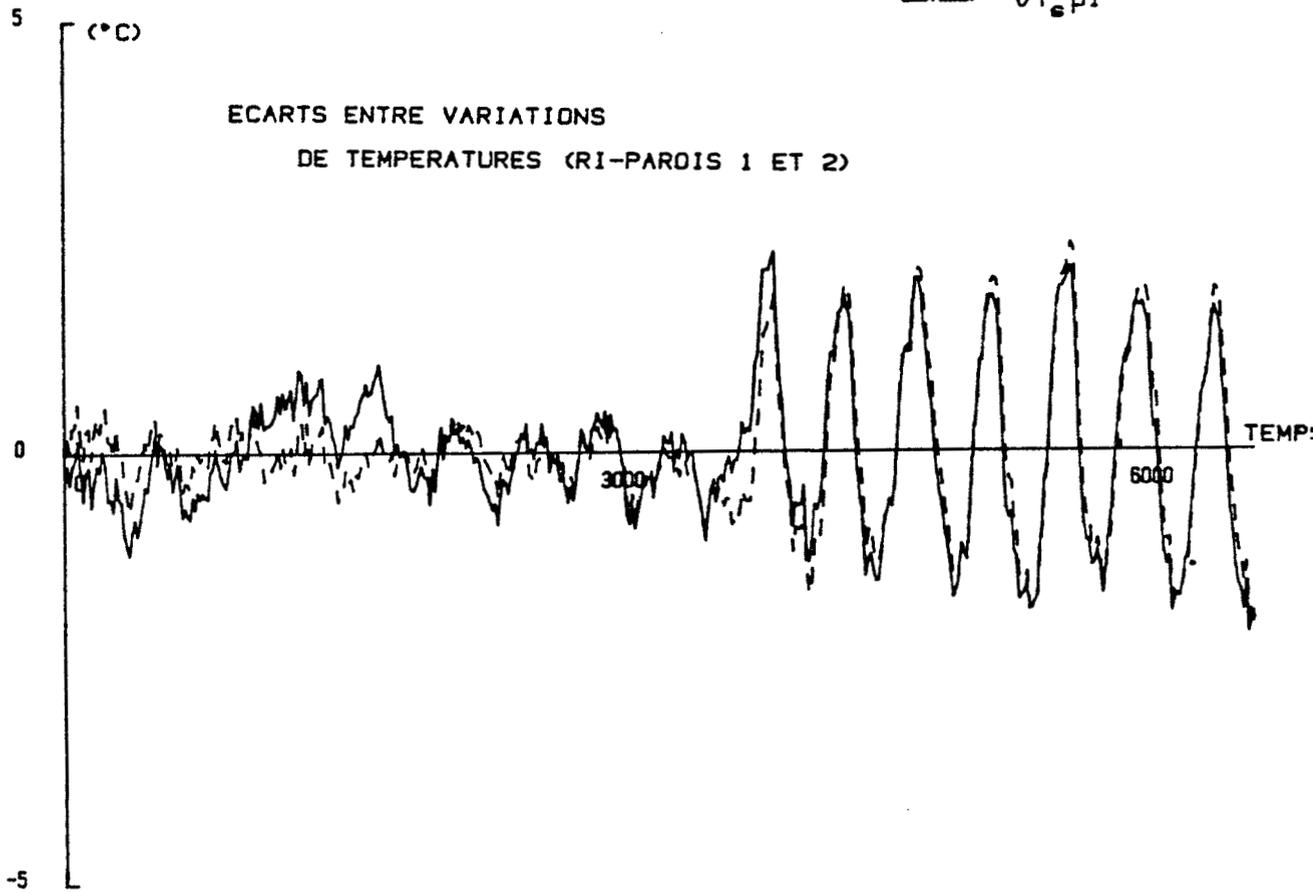
$$\phi_c = h_c (T_\infty - T_s)$$

Cette équation introduit la notion de température d'air de référence T_∞ qui par définition est la température mesurée hors de la couche limite thermique de l'écoulement de fluide.

Afin de mieux voir l'influence du choix de cette température de référence nous avons, dans un nouvel essai réalisé dans des conditions quasiment identiques aux précédentes, mesuré la température de l'air à quelques centimètres sous la surface des panneaux. Pour cela nous avons placé un thermocouple dans un petit cylindre réfléchissant afin de le protéger des effets du rayonnement. A quelques degrés près les niveaux de températures sont identiques à ceux de l'essai précédent. (voir Courbe 31).

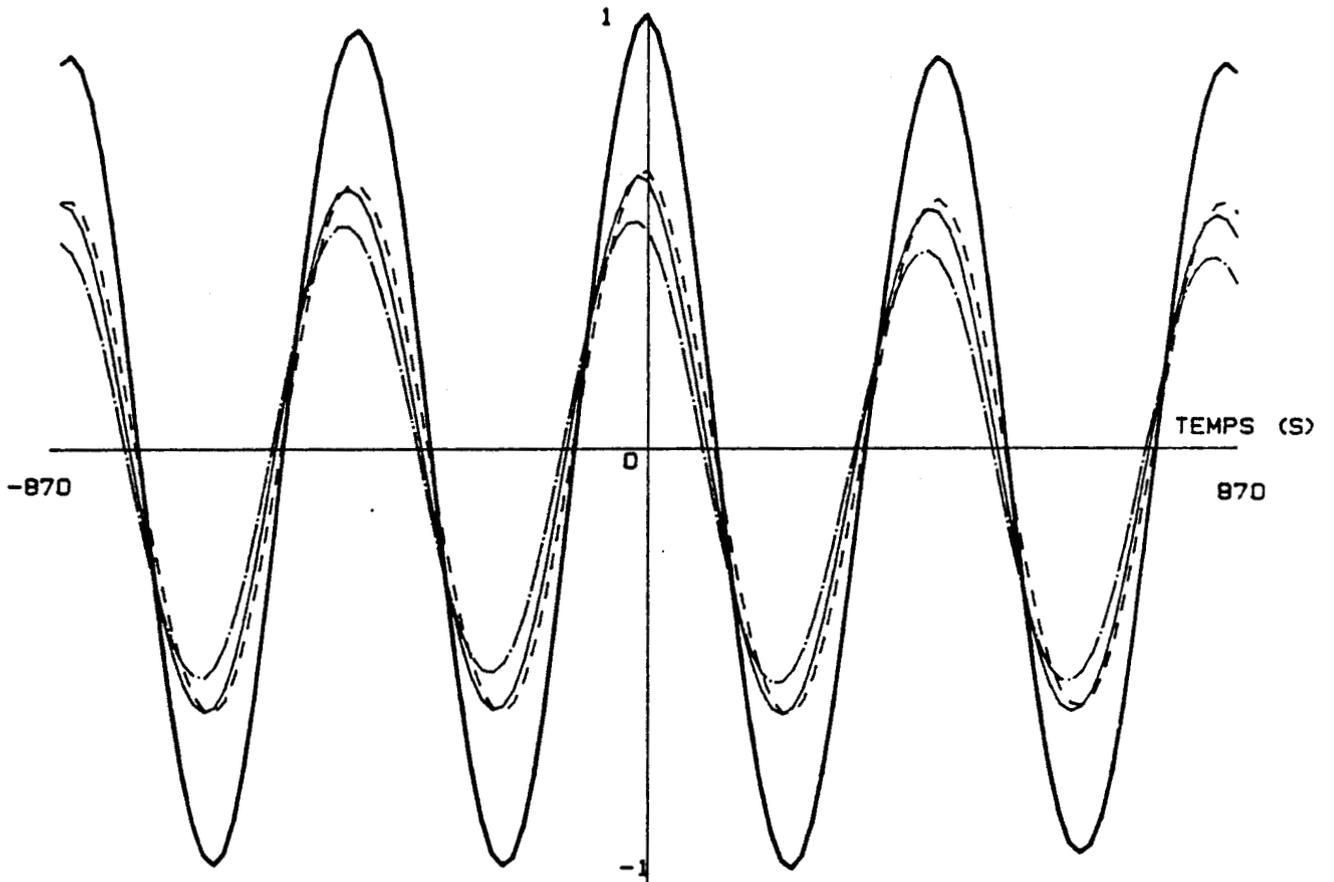


Courbe 29a



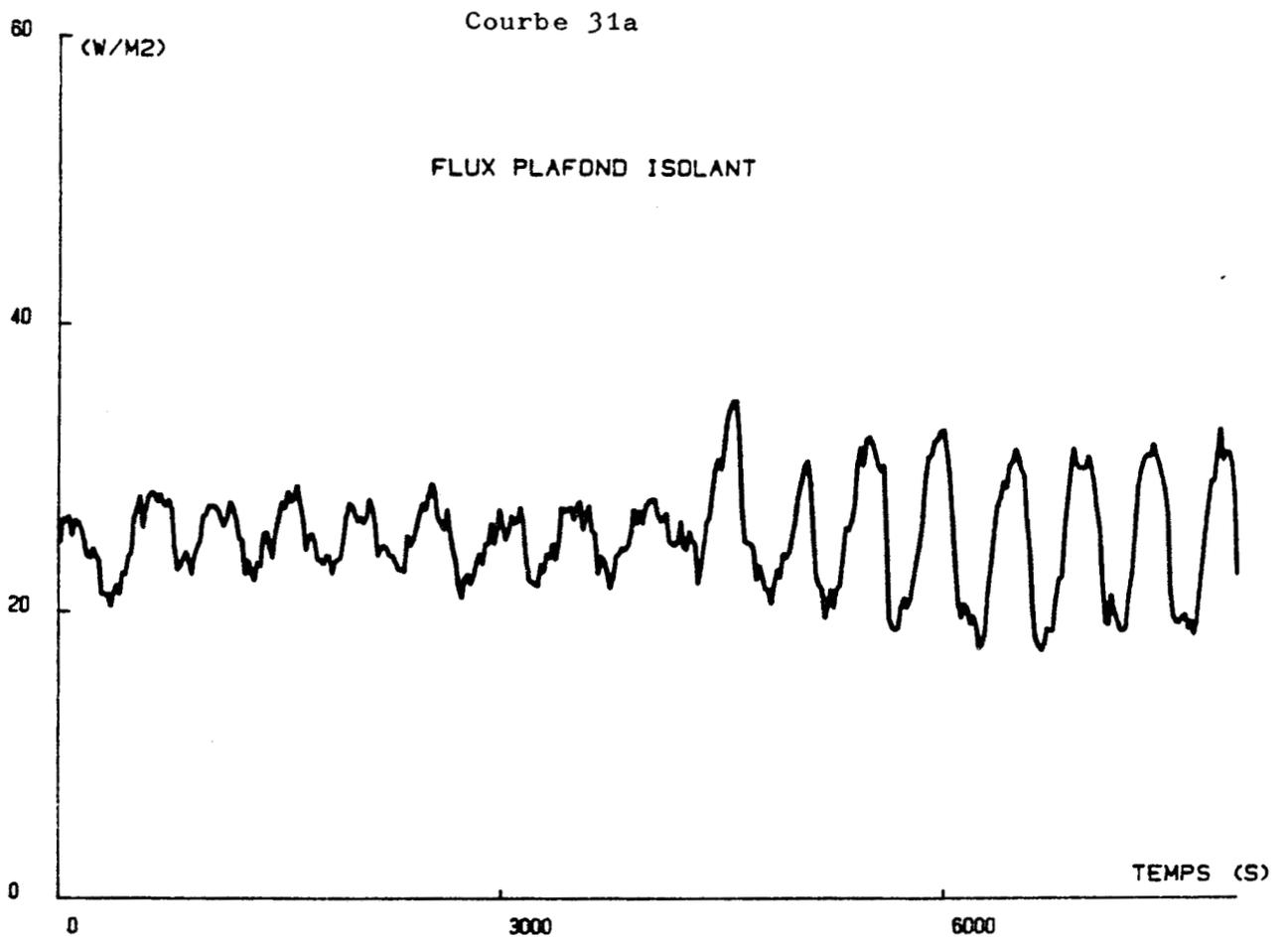
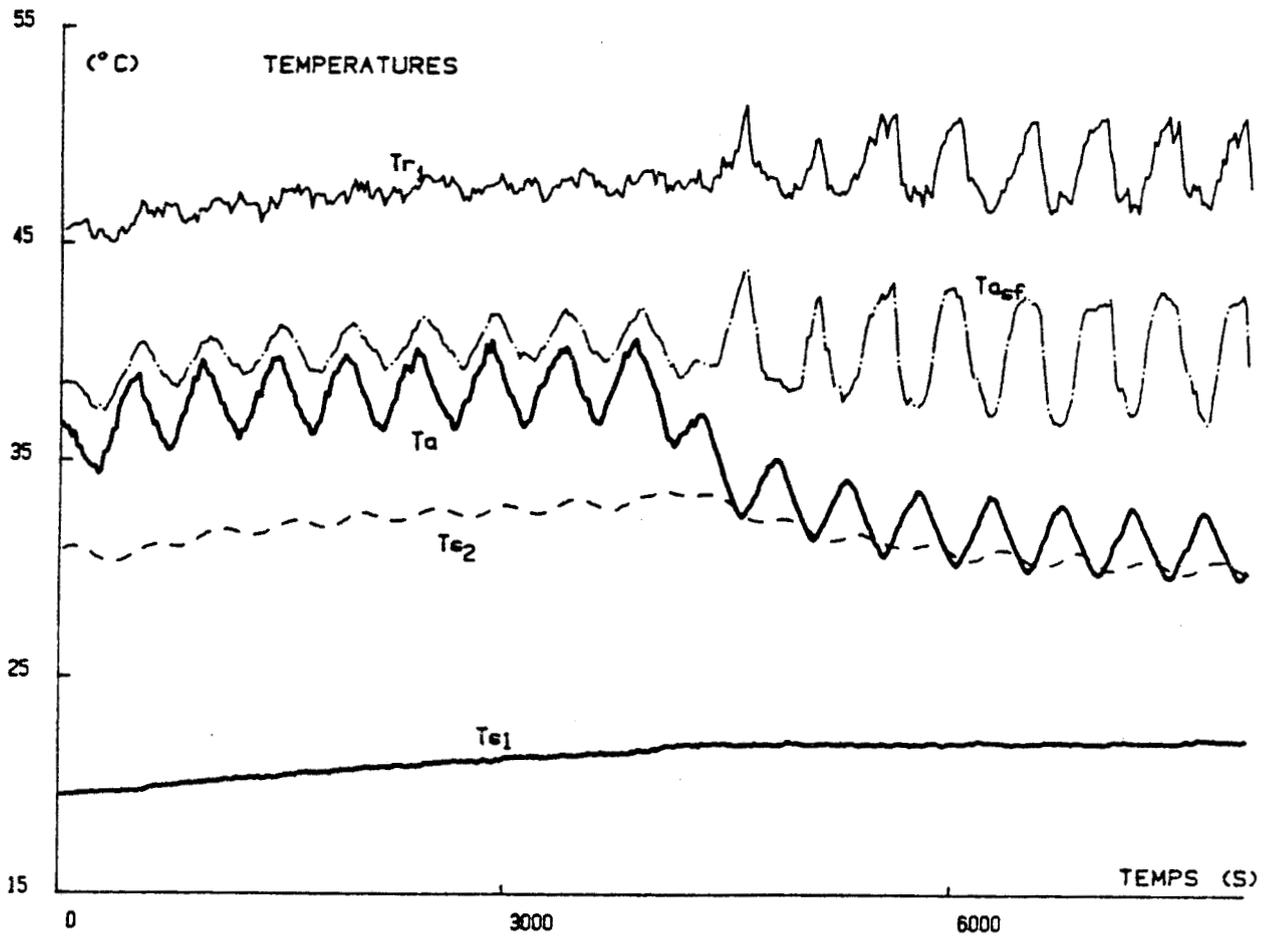
Courbe 29b

Fonctions de corrélation



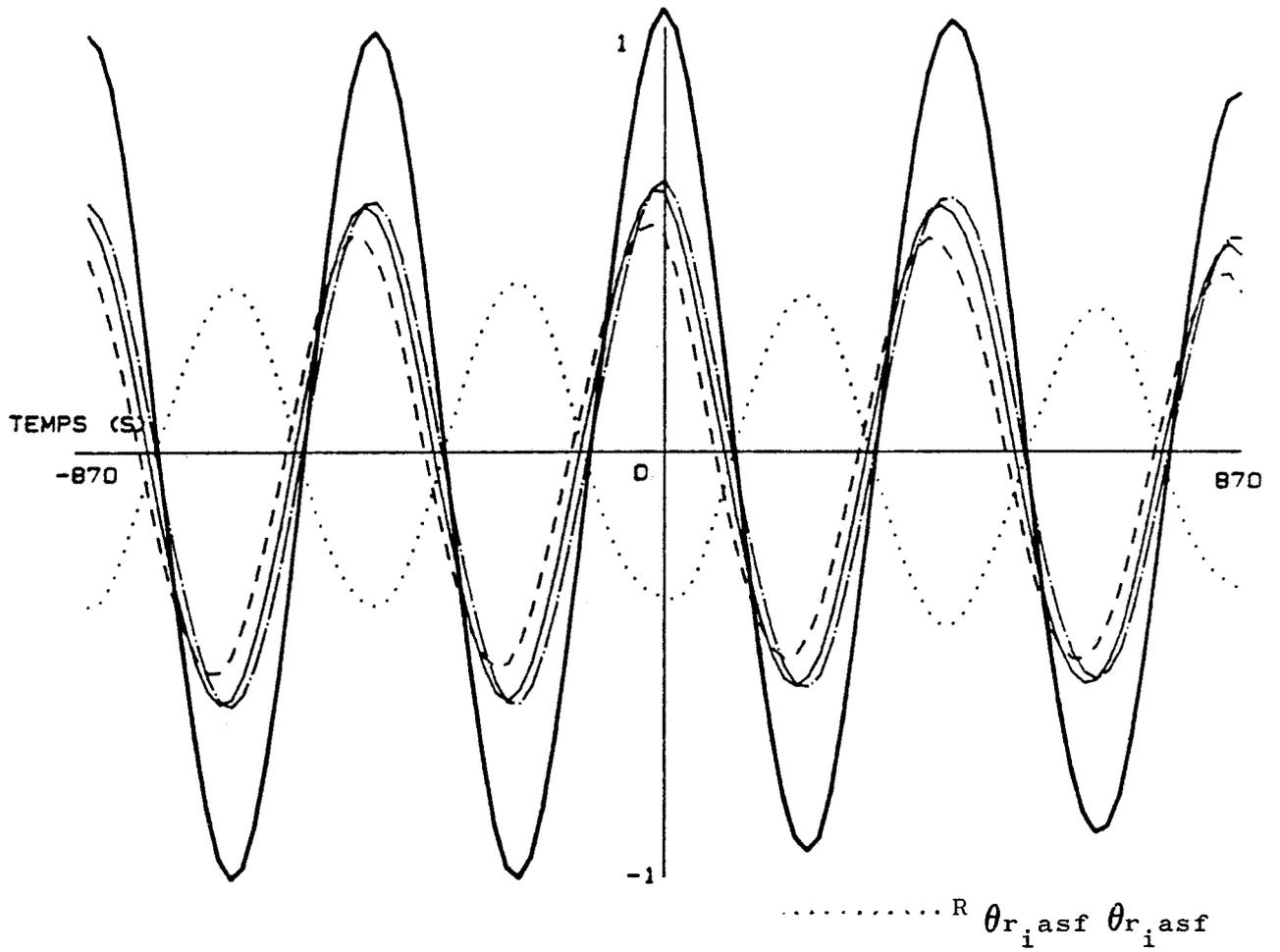
Courbe 30

- R $\tilde{\theta}_{r_1^a}$ $\tilde{\theta}_{r_1^a}$
- - R $\tilde{\theta}_{r_1^2}$ $\tilde{\theta}_{r_1^a}$
- · - R $\tilde{\theta}_{r_1^1}$ $\tilde{\theta}_{r_1^a}$
- · · R $\tilde{\theta}_{r_{epl}}$ $\tilde{\theta}_{r_1^a}$



Courbe 31b

FONCTIONS DE CORRELATION



Courbe 31c

Le résultat essentiel de cet essai est que la température du film T_r n'est pas en opposition avec la température $T_{a_{sf}}$ mesurée à proximité de la surface des films résistifs (phase 2). L'analyse par corrélation des écarts entre températures par rapport aux panneaux nous montre, (Courbe 31c), que si l'on utilise un coefficient h_c approprié et la température de l'air mesurée sous les films comme référence, il est possible d'annuler les variations du bilan énergétique en régime rapidement variable.

Mais ces résultats ne permettent de résoudre que partiellement le problème de l'échange convectif au niveau d'un plafond chauffant en régime variable. En effet le problème est de choisir la température de référence et d'estimer un coefficient d'échange convectif h_c qui a priori sera différent de h_c .

c) - Température d'air de référence. Stratification

L'objet de l'essai suivant est d'observer les variations de température d'air à différentes altitudes (figure 32) puisque les variations des températures d'air mesurées dans l'essai précédent étaient en opposition de phase. Un second objectif est la détermination du lieu où les variations de température d'air s'annulent. La température de référence devra être prise à une altitude supérieure à ce lieu afin de pouvoir évaluer un coefficient d'échange convectif h_c valable en régime rapidement variable. Cet essai a été réalisé en convection naturelle (les ouvertures de ventilation ayant été bouchées) afin d'éliminer les effets spécifiques de la circulation d'air. Les variations de température d'air sont provoquées par un petit radiateur électrique classique muni d'un thermostat.

Au début de la première phase de l'essai (courbes 33) on alimente les panneaux rayonnants. On observe alors l'établissement d'une stratification en température d'air sous les plafonds. Celle-ci met en évidence une grande stabilité des couches d'air à l'intérieur du caisson.

Dans la seconde phase le convecteur est mis sous tension, on observe alors une variation périodique des températures d'air qui est différente selon l'altitude considérée. On peut globalement distinguer trois zones dans lesquelles les lois de comportement sont différentes.

- Dans la première zone (thermocouples 5,6 et 7) les variations de températures d'air sont directement liées à la dissipation périodique de l'énergie électrique fournie au convecteur, donc en phase.

- Dans la deuxième zone (thermocouples 3 et 4) les variations de température d'air ont des amplitudes très faibles et ne semblent donc pas affectées par les apports convectifs périodiques excepté en début de phase. Cette zone est assez étendue (quelques dizaines de cm) et a un comportement relativement neutre.

- Enfin dans la troisième zone (thermocouples 1 et 2), les variations de température d'air sont en opposition de phase avec les apports convectifs. Ces résultats confirment ce qui a été observé en ce qui concerne le bilan thermique des panneaux rayonnants en régime rapidement variable et en caisson ventilé.

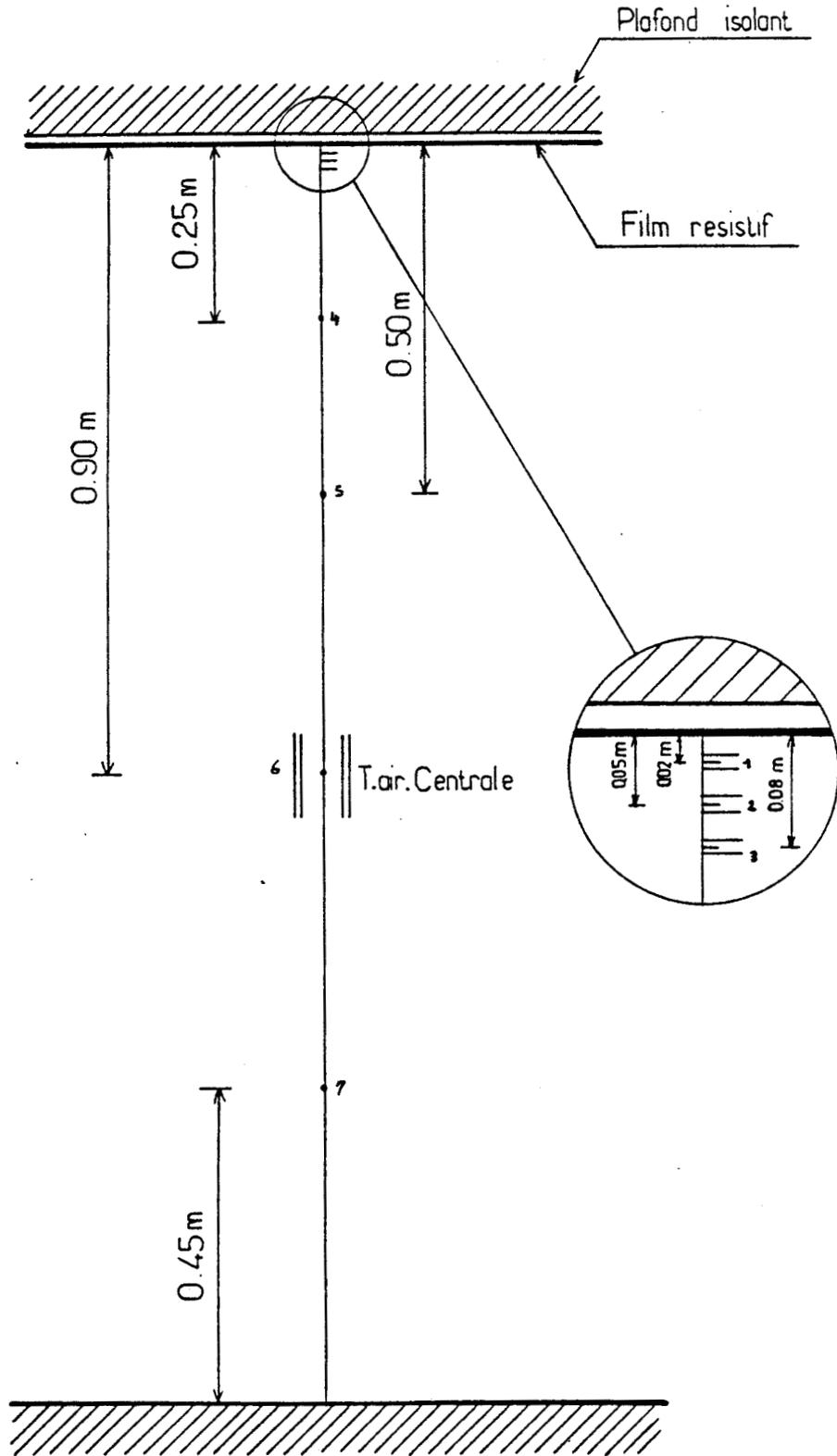
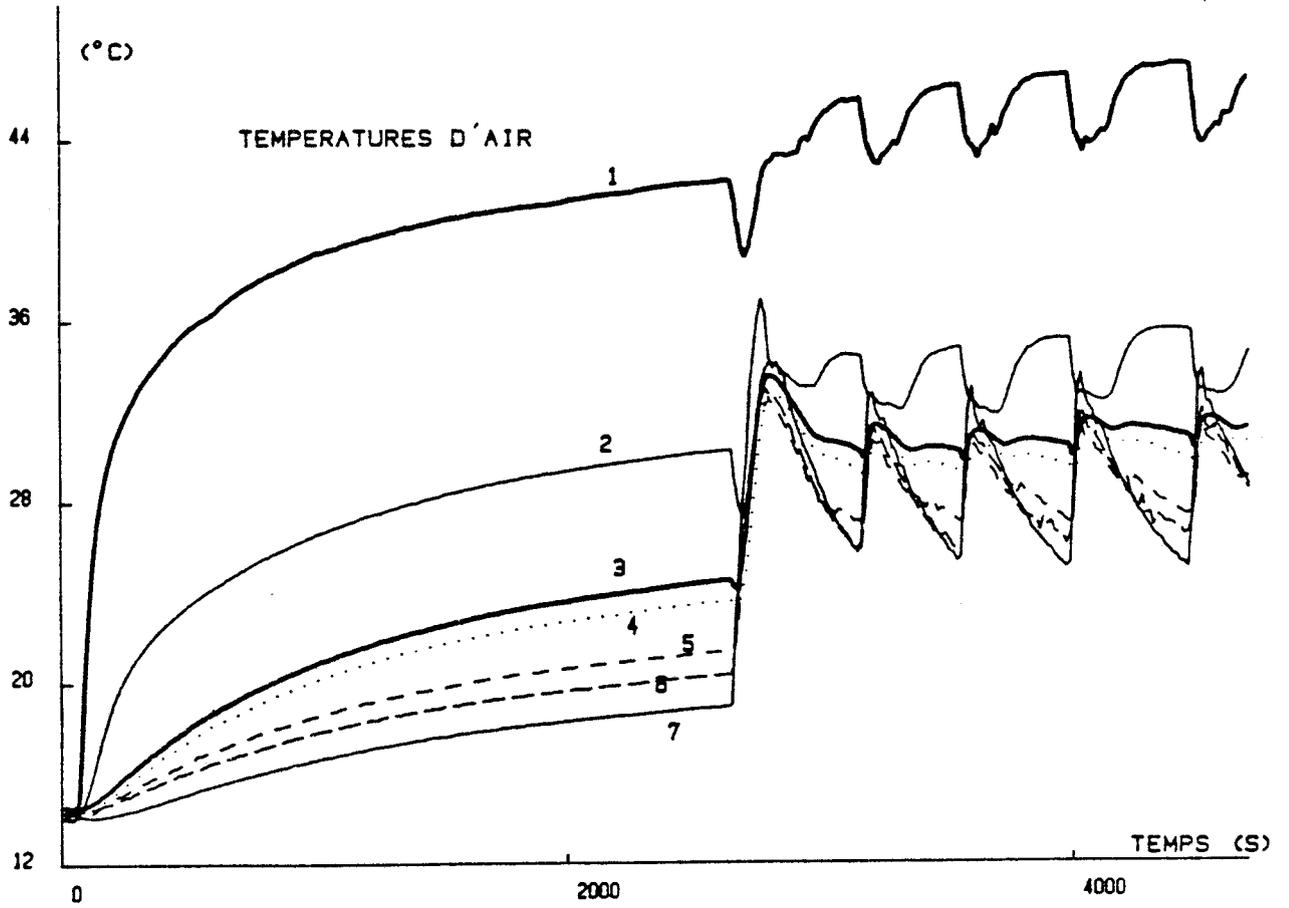
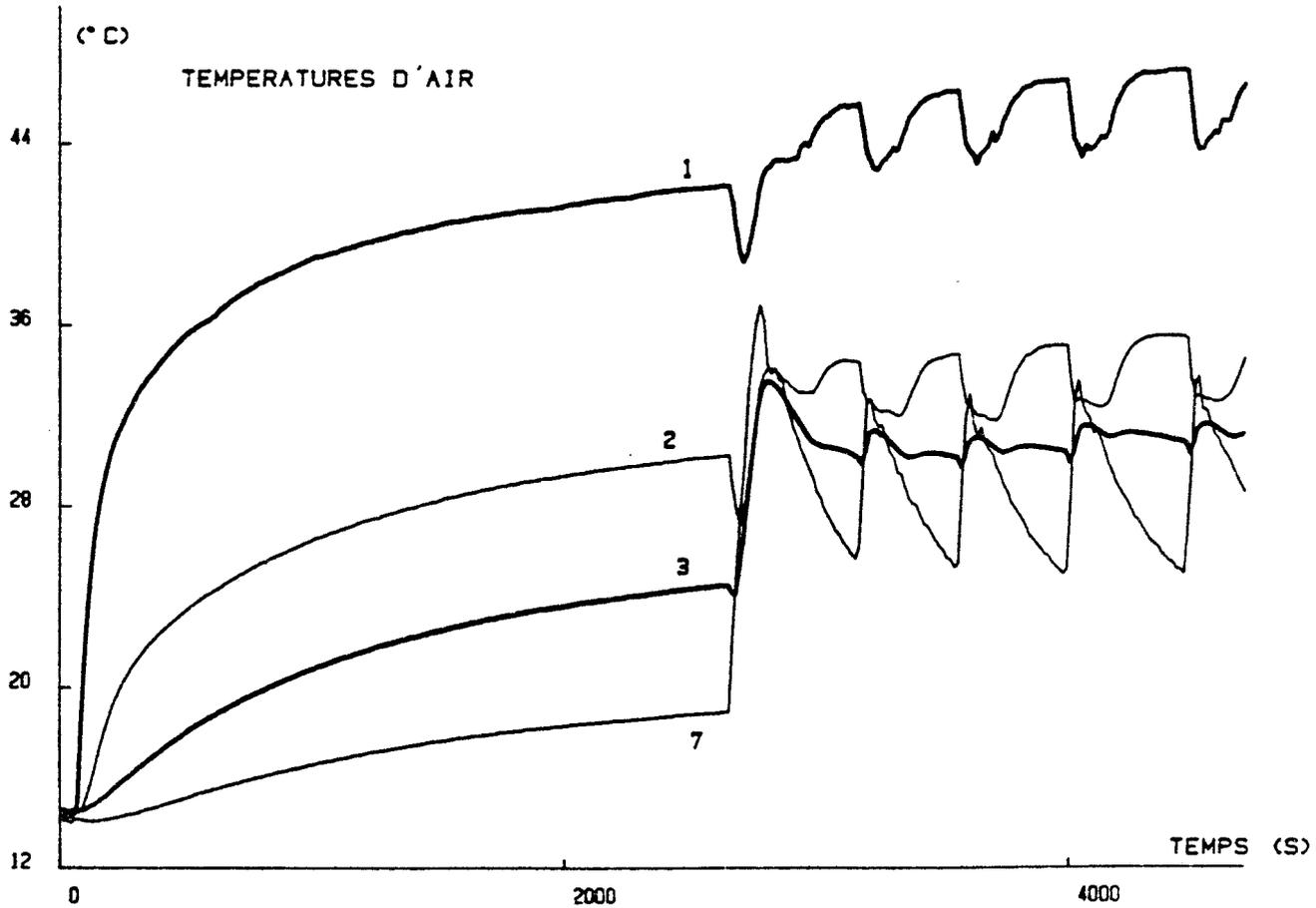


Figure 32 : Dispositif de mesure des températures d'air selon un axe vertical dans le caisson climatique.



Courbe 33a



Courbe 33b

d) - Description phénoménologique de l'effet observé

L'étude des phénomènes convectifs dans l'habitat est très complexe et n'était pas notre objectif au début de ce travail. Néanmoins, nous avons tenté par une suite d'essais expérimentaux, d'expliquer globalement le phénomène, les causes du problème, afin de définir une stratégie optimale de régulation. Comme nous l'avons vu, lorsque le plafond chauffant est actif, celui-ci crée en dessous de lui une stratification en température d'air qui a pour effet de minimiser la puissance qu'il dissipe par convection. Dans le cas où l'on injecte, par le bas, de l'air à une température inférieure à la température d'air moyenne dans le caisson la stabilité des lames d'air supérieures se trouve renforcée, le coefficient d'échange convectif au niveau du plafond diminue et il en résulte une augmentation de la température de surface des panneaux. Par contre dans le cas où de l'air chaud est injecté par le bas du caisson, cela provoque des instabilités thermoconvectives qui créent un mouvement naturel d'inversion des lames d'air qui se propage de bas en haut (Courbes 34).

Ce phénomène de turbulence augmente les échanges convectifs au niveau du plafond et provoque de ce fait la chute de sa température de surface. Ce phénomène est instationnaire. Une nouvelle stratification s'établit selon un nouvel équilibre et en un temps qui dépend directement des quantités d'énergie mises en jeu et de l'inertie des parois du local.

Remarque: Lorsque l'arrivée d'air dans le local se fait par un orifice situé en haut d'une paroi, juste sous les panneaux, le phénomène d'opposition ne se produit pas. L'effet de la ventilation n'étant plus négligeable la stratification ne peut s'établir à proximité du plafond.

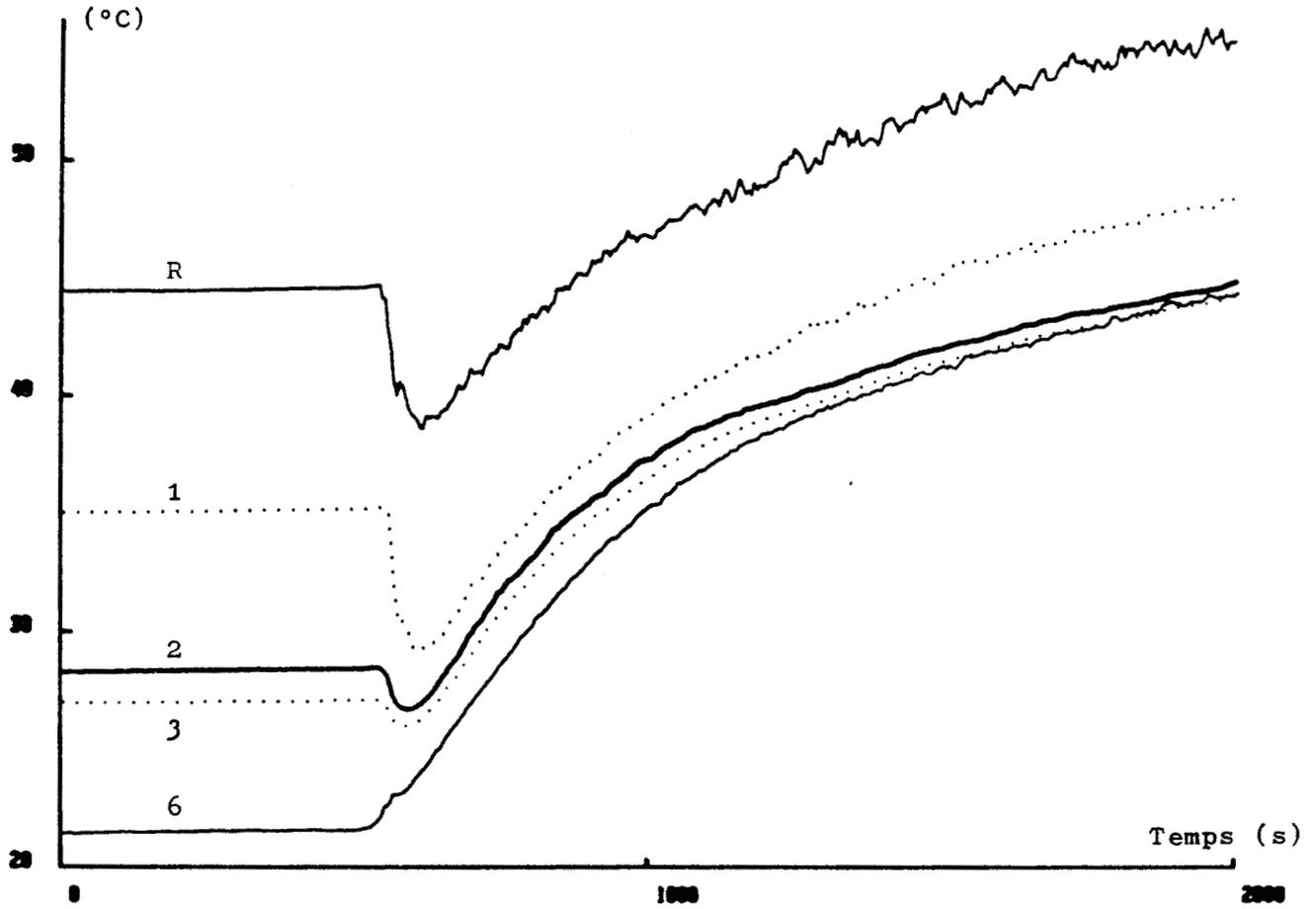
IV.6) - Conclusion

Les nombreux logiciels de simulation thermique de l'habitat actuellement disponibles permettent la modélisation des échanges convectifs dans les locaux. Nos résultats mettent en évidence toute la complexité de ces phénomènes et les erreurs de comportement que peuvent amener des modélisations simplifiées en régime variable, en particulier dans le cas d'un chauffage par plafond rayonnant.

Du point de vue de la régulation cet effet est intéressant car il va dans le sens d'une "auto régulation" de la température résultante qui est le paramètre de base du confort thermique. En effet on comprend bien que dans le cas étudié toute variation de T_{air} entraînera une variation inverse de T_r qui minimisera la variation de température résultante.

Ces résultats montrent une fois de plus les faiblesses d'une régulation basée sur la mesure de la seule température d'air et on conçoit bien dans ce cas tout l'avantage que l'on peut tirer d'une régulation basée sur la détermination du flux radiatif à la surface d'une paroi de référence de forte inertie.

Profil de températures d'air



Courbe 34

ANNEXE AU CHAPITRE IV

Le but de ce paragraphe est de compléter les résultats obtenus dans ce chapitre par une suite d'essais expérimentaux réalisés dans une pièce forte inertie et de grandes dimensions. Celle-ci est présentée en détail dans le chapitre suivant (Page 102).

Ces essais permettent de montrer que l'effet convectif observé est un phénomène local. Pour cela on dispose trois thermocouples sous des panneaux radiants de l'enceinte. Ces sondes placées dans des cylindres à parois réfléchissantes permettent de mesurer la valeur de la température d'air à différentes altitudes soit à 1 m 20, 10 cm et 5 cm sous la surface du panneau située à 2 m 40 du sol.

Dans un premier temps (courbe 35a) le local n'est soumis à aucun apport énergétique interne quand on alimente brusquement les panneaux. On observe alors l'établissement d'une stratification en température d'air sous le panneau considéré. Cette stratification est beaucoup moins importante que celle qui a été observée dans le caisson climatique ceci pour différentes raisons.

- en premier lieu les panneaux sont suspendus à environ 60 cm sous le plafond, il n'existe pas de faux plafond. De ce fait il se produit un écoulement d'air le long de la surface des panneaux (figure 36) qui limite la stratification. Les variations aléatoires de la température A3 proche de la surface du panneaux semblent dues à cet écoulement.

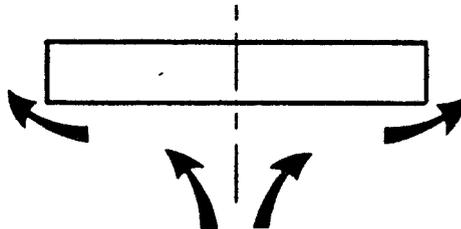
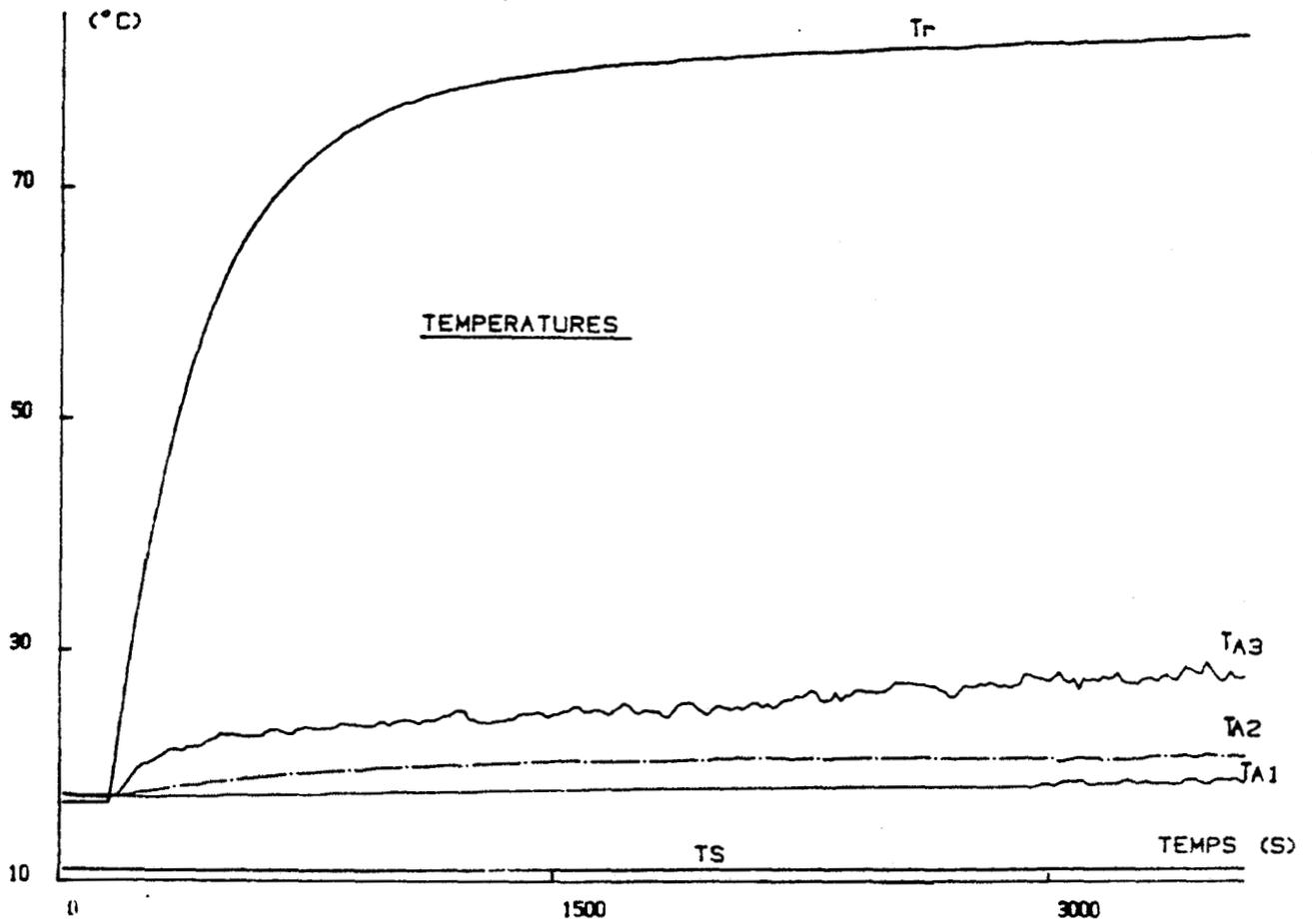
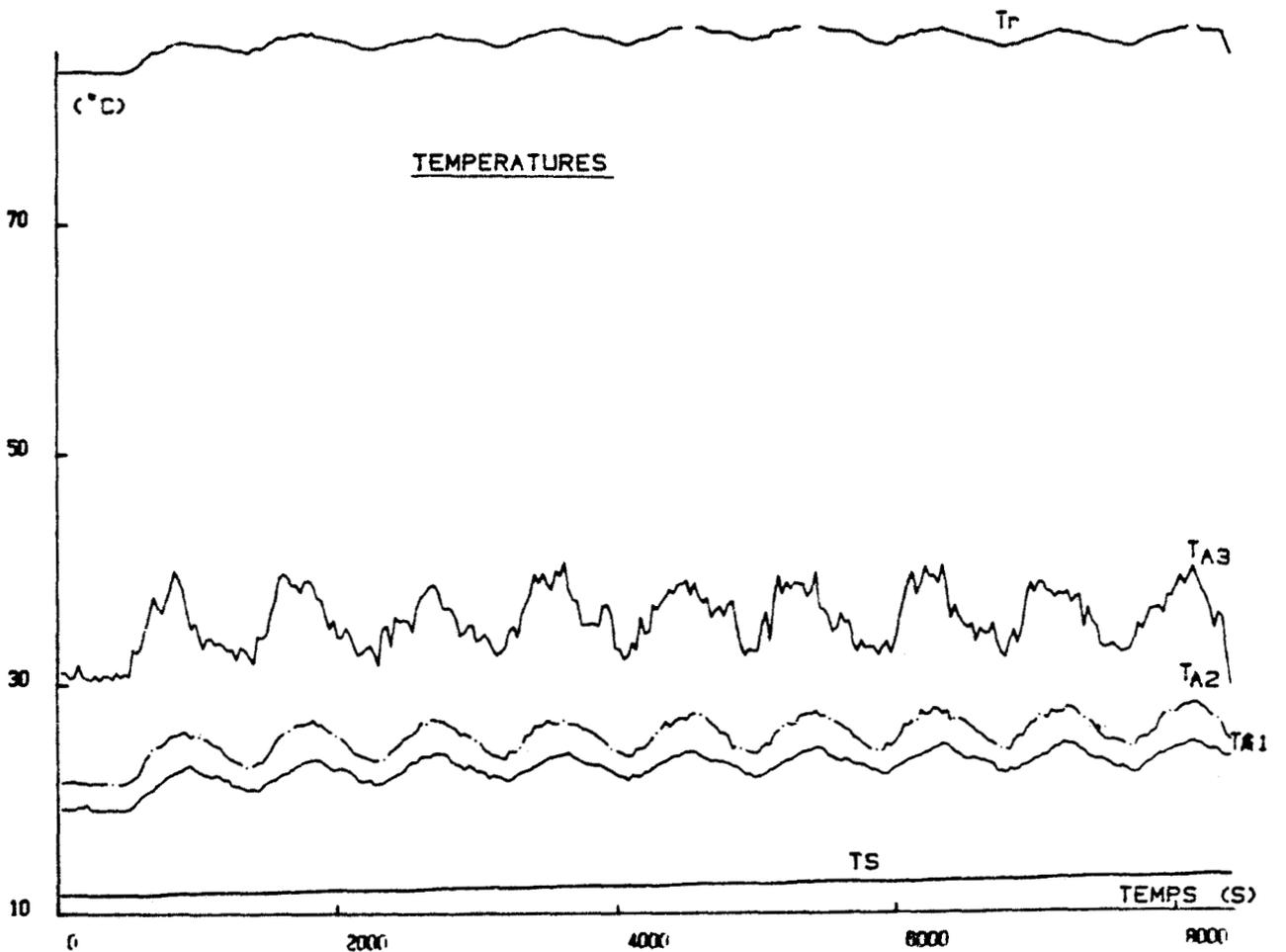


Figure 36

- dans une moindre mesure, la forte inertie des parois du local qui absorbent de fortes quantités d'énergie sans que leur température de surface varie, atténue les phénomènes de stratification.



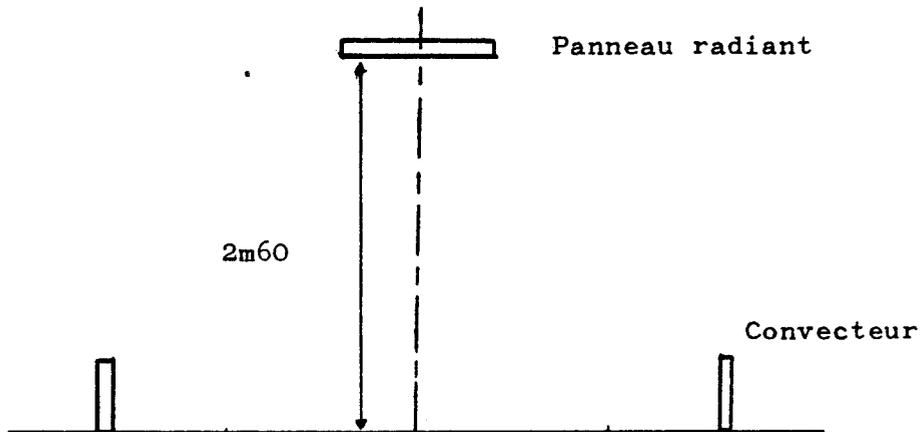
Courbe 35a



Courbe 35b

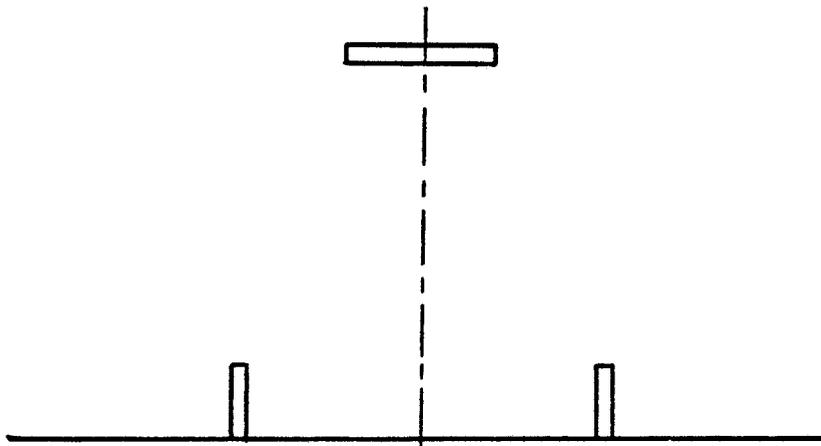
Lorsque la température des panneaux ne varie plus on place deux convecteurs sur le sol du local, symétriquement par rapport au panneau 2, selon la disposition présentée . Figure 37a

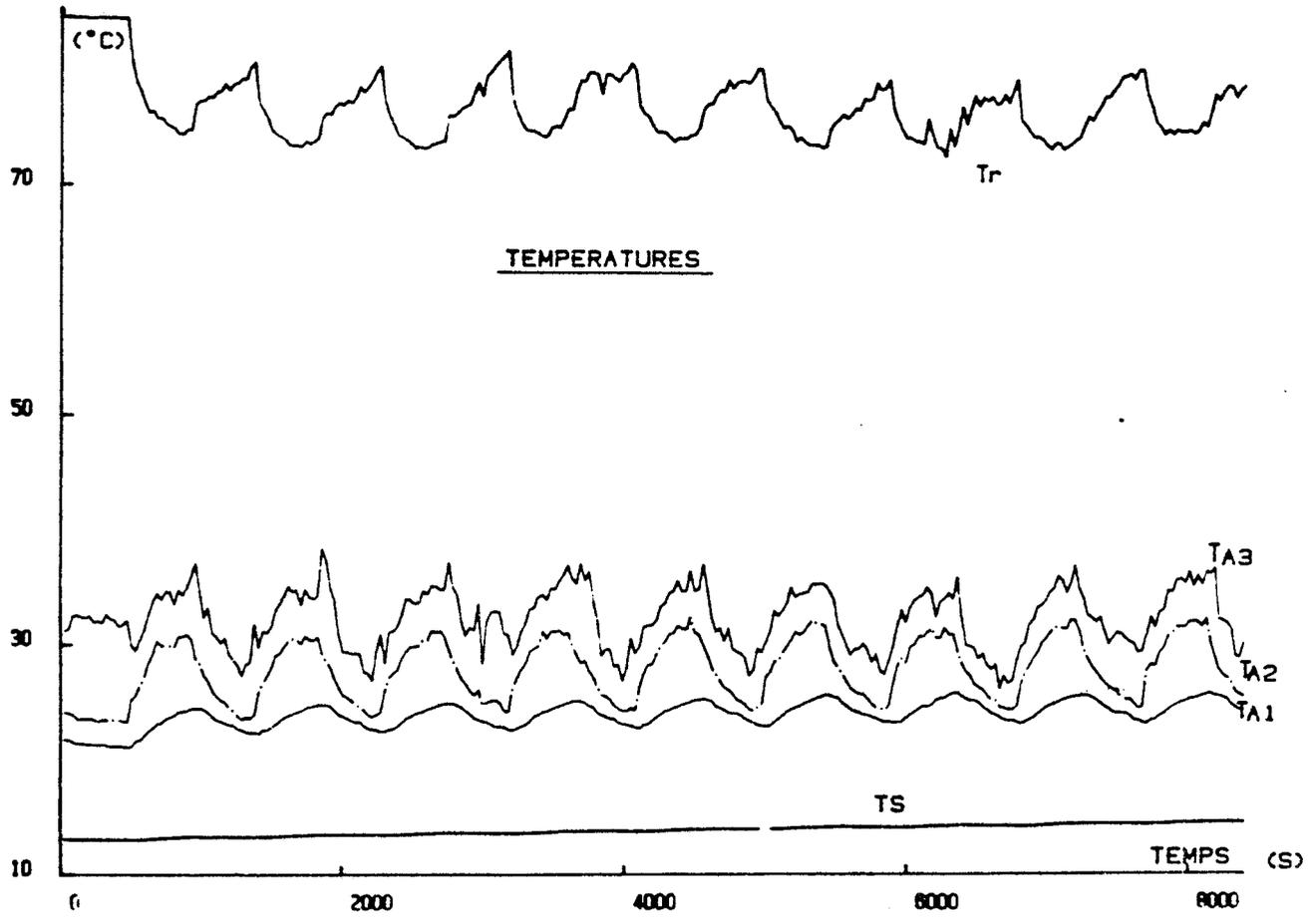
Figure 37a



L'essai présenté (Courbe 35b) débute environ dix minutes après le précédent. A ce moment on alimente périodiquement les convecteurs ce qui provoque les variations de température d'air. Le phénomène d'opposition entre T_{air} et $T_{panneau}$ ne se produit pas dans ce cas. On place alors les convecteurs selon la disposition présentée figure 37b et on enregistre alors les résultats d'un troisième essai (courbe 35c). Dans ce cas le phénomène d'opposition se produit nettement. Ces résultats mettent en évidence le caractère local de cet effet convectif.

Figure 37b





Courbe 35c

CHAPITRE V

ECHANGES THERMIQUES ENTRE LA SURFACE D'UNE PAROI
ET UNE CELLULE DE TYPE FORTE INERTIE

VALIDITE DE LA NOTION DE
TEMPERATURE EQUIVALENTE



V.1) - INTRODUCTION

L'état thermique à la surface d'une paroi opaque résulte de la superposition complexe de divers échanges d'énergie : Transfert convectifs, Radiatifs, par Evaporation, Condensation, etc... Pour représenter simplement l'évolution du flux surfacique on utilise généralement la condition à la limite de troisième espèce dite de Fourier, qui consiste à représenter l'état thermique de l'environnement microclimatique "vue" de la paroi par une "température équivalente", (24). L'écart entre cette température fictive et la température superficielle représente alors la différence de potentiel génératrice du flux surfacique qui lui est proportionnel.

Cette notion présente le grand intérêt d'être relativement simple à utiliser dans les modèles de comportement. Mais cette simplicité n'est qu'apparente, cette approche doit être utilisée avec précautions. En effet, elle suppose en particulier que tous les transferts sont linéarisables, hypothèse valable uniquement dans des conditions bien précises.

D'autre part, la température équivalente est une grandeur fictive introduite par commodité et qui n'est donc pas directement mesurable. Sa détermination reste problématique de même que celle du coefficient globale d'échange.

L'objectif de ce chapitre est d'étudier les interactions énergétiques entre la surface d'une paroi lourde et une cellule dans laquelle coexistent deux types de sources énergétiques (radiative et convective).

A l'aide du formalisme des fonctions de corrélation nous identifions les coefficients d'échanges convectifs et radiatifs à la surface de la paroi, ceci dans diverses conditions expérimentales. Nous montrons ainsi l'intérêt de la mesure simultanée des grandeurs flux radiatif et température superficielle en régime variable pour la caractérisation de l'ambiance thermique dans un local. Les résultats obtenus permettent également de discuter de la validité de la notion de température équivalente et des limites imposées à son utilisation pratique.

V.2) - ASPECT THEORIQUE

La notion de température équivalente permet d'écrire à la surface d'une paroi une simple condition à la limite de Fourier

$$\phi_s(t) = -\lambda \left(\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \right)_{x=0} = h (T_e(t) - T_s(t))$$

- où
- h est un coefficient globale d'échange
 - $\phi_s(t), T_s(t)$ les flux et température superficiels
 - $T_e(t)$ la température équivalente "vue" de la paroi

Cette écriture suppose donc que les transferts convectifs et radiatifs à la surface de la paroi sont linéarisables.

$$\phi_s(t) = h_c (T_a(t) - T_s(t)) + h_r (T_p(t) - T_s(t))$$

- où
- h_c , h_r sont respectivement les coefficients d'échange convectif et radiatif
 - $T_p(t)$ représente la température radiante moyenne "vue" de la paroi que l'on peut estimer à partir des températures de surface de tout les éléments supposés isothermes composant la cellule, pondérées par des coefficients de forme.
 - $T_a(t)$ représente la température d'air caractéristique de l'échange convectif

La connaissance des températures T_a , T_p et des coefficients h_c et h_r permet de définir la température équivalente instantanée par la relation

$$T_e(t) = \frac{h_c T_a(t) + h_r T_p(t)}{h_c + h_r}$$

de même pour le coefficient global d'échange on a

$$h = h_c + h_r$$

Comme précédemment l'étude des signaux mesurés in-situ peut être décomposée en l'étude des composantes moyennes, lentement variables et des composantes rapidement variables centrées. Dans le premier cas on utilise les relations définies ci-dessus.

En régime rapidement variable la paroi se comporte comme un milieu semi-infini (Chapitre I). Le système est alors caractérisé uniquement par l'effusivité de la couche superficielle de la paroi. La condition à la limite de Fourier conduit alors à relier les variations de flux aux variations des températures caractéristiques de l'environnement.

Ainsi pour des signaux de pulsation ω on a

$$\tilde{\phi}_r(\omega) = b'_r(j\omega) \sqrt{j\omega} \tilde{T}_p(\omega)$$

$$\tilde{\phi}_{cv}(\omega) = b'_{cv}(j\omega) \sqrt{j\omega} \tilde{T}_a(\omega)$$

avec

$$\text{Mod}(b'_x) = \frac{b}{\sqrt{1 + \frac{2}{Bi_x} + \frac{2}{Bi_x^2}}}$$

où $Bi_x = \frac{h_x}{b} \sqrt{\frac{2}{\omega}}$ et $x = r$ ou cv

Ces expressions permettent également de calculer le déphasage entre les signaux flux et température caractéristique d'échange, soit :

$$\gamma_x = \frac{\pi}{4} - \text{arctg} \left(\frac{1}{1 + Bi_x} \right)$$

En remplaçant les signaux périodiques par leur représentation complexe et en introduisant les fonctions de corrélation, les relations précédentes peuvent également s'écrire :

$$R \hat{\Phi}_r(\omega) \tilde{T}_p(\omega) = b'_r \sqrt{j\omega} R_{\tilde{T}_p}(\omega) \tilde{T}_p(\omega)$$

$$R \hat{\Phi}_{cv}(\omega) \tilde{T}_a(\omega) = b'_{cv} \sqrt{j\omega} R_{\tilde{T}_a}(\omega) \tilde{T}_a(\omega)$$

Cette écriture suppose que les signaux sont des sinusoides parfaites. Dans le cas inverse une décomposition en série de Fourier est réalisée.

V.3) - DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET ESSAI PRELIMINAIRE

a) Installation expérimentale

Le dispositif utilisé est schématisé figure 38. Il est composé d'un local de 90 m³ environ. Quatre panneaux radiatifs dissipant chacun 1 kW de puissance électrique sont suspendus au plafond. Enfin deux convecteurs de puissance modulable (x 1 ou x 1/2) sont installés contre deux parois opposées (1 et 2). Les capteurs de mesures sont identiques à ceux utilisés dans le caisson climatique. Deux fluxmètres, dont un est recouvert d'un revêtement "noir" de forte émissivité et l'autre d'un revêtement "reflechissant" d'émissivité voisine de zéro, sont disposés sur la face interne de la paroi donnant sur l'extérieur.

L'ensemble des capteurs et des sources d'énergie est relié à une centrale d'acquisition de données et de commande pilotée par un micro ordinateur.

b) Essai préliminaire

Le but de l'essai présenté (Courbes 39) est de mettre en évidence l'influence du contraste des émissivités de surface de capteur de flux sur la valeur de la température à la surface de la paroi ceci en fonction de différents apports énergétiques.

On mesure en particulier Ts la température à la surface de la paroi à proximité des capteurs de flux, Ts_n la température superficielle sous le capteur "noir" et Ts_r la température mesurée sous le fluxmètre "réfléchissant".

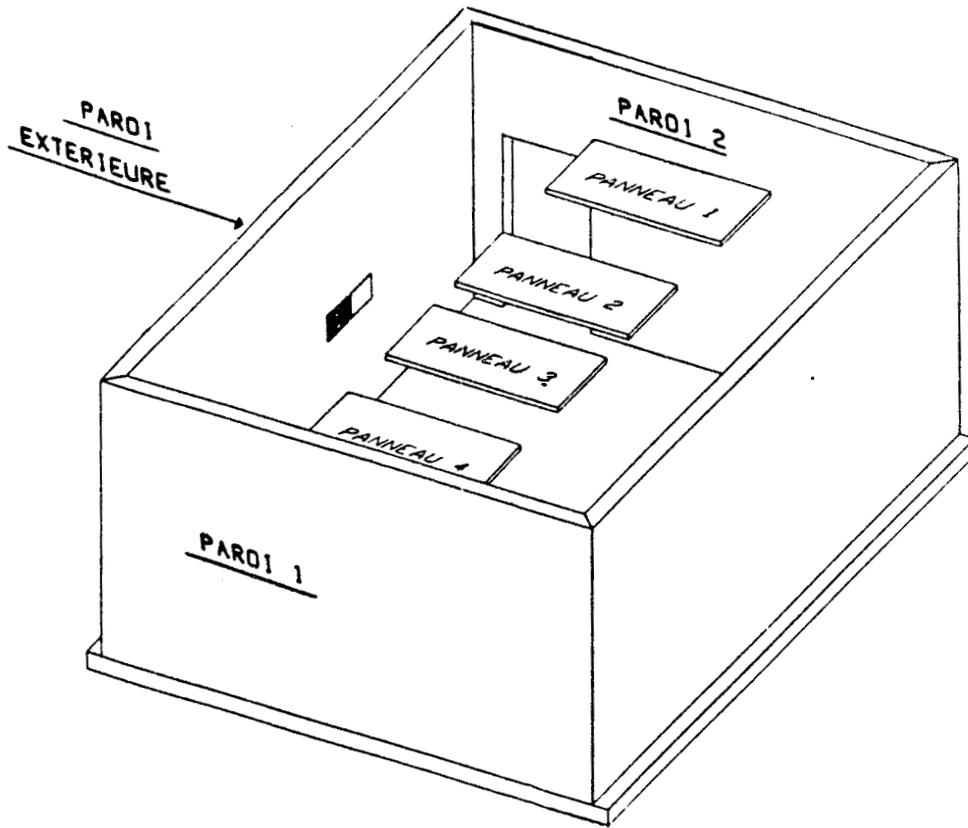
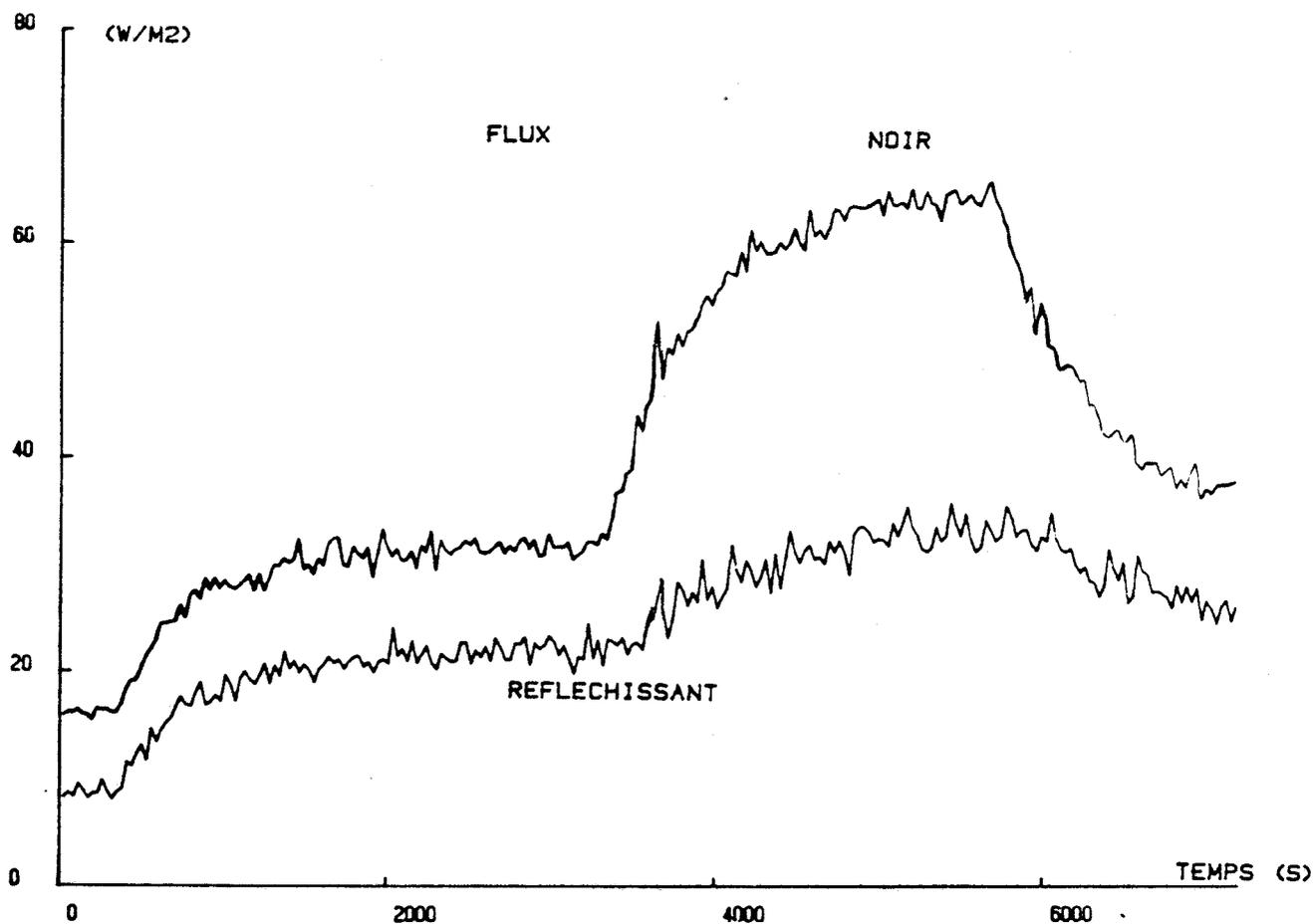
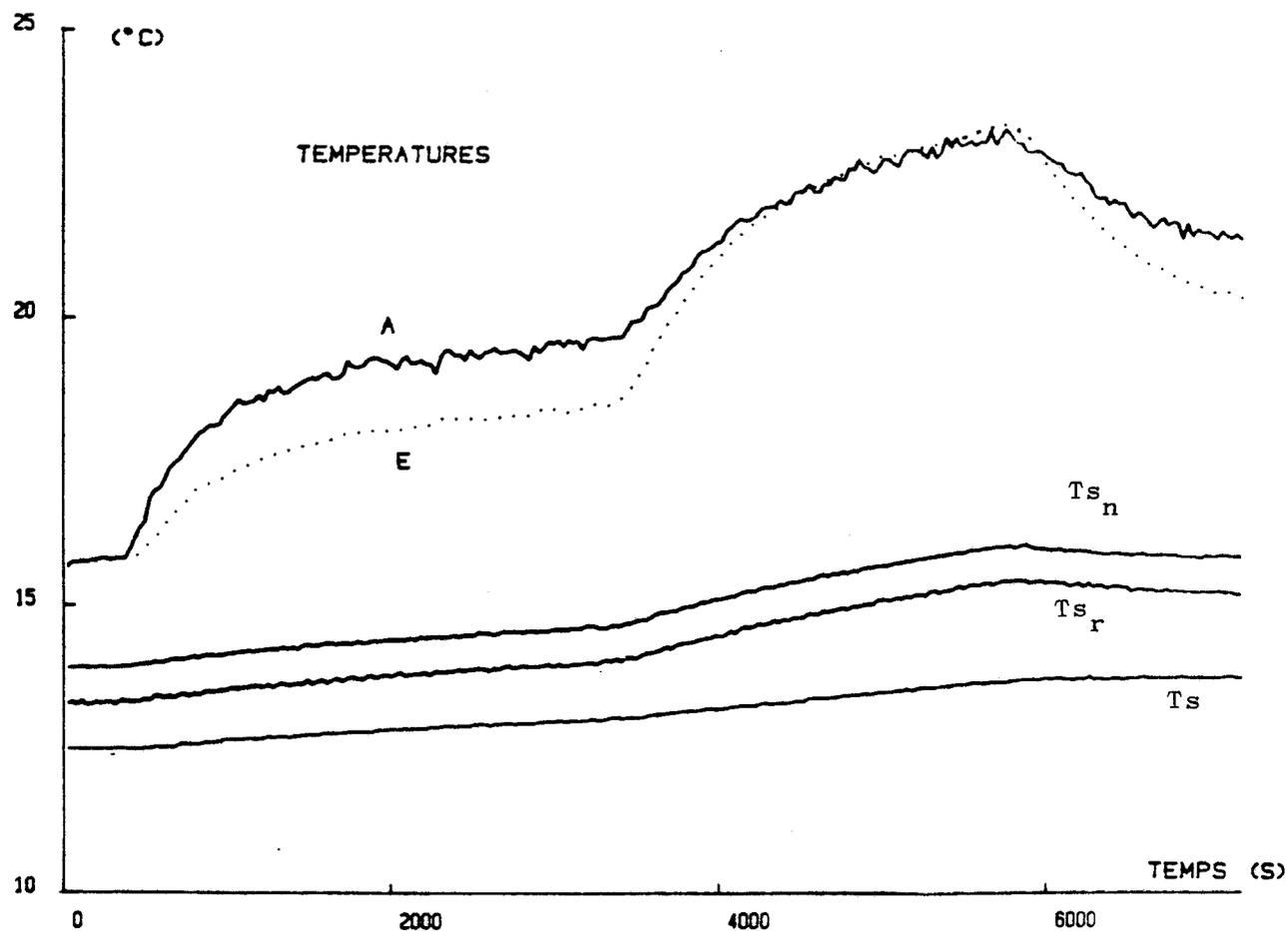


Figure 38



Courbe 39a



Courbe 39b

Dans un premier temps, à l'aide des convecteurs électriques on provoque une perturbation convective qui se manifeste par une brusque augmentation de la température d'air. La température résultante mesurée au centre d'une sphère noire et initialement égale à T_a subit une augmentation de moindre amplitude. En ce qui concerne les températures de surface il faut noter que les écarts entre ces températures restent sensiblement constants dans cette première phase instationnaire. On a $T_s - T_{s_n} \simeq 0,6^\circ\text{C}$ ce qui correspond à l'influence conjuguée des résistances thermiques du capteur et de contact. Par contre $T_{s_n} - T_{s_r} \simeq 0,8^\circ\text{C}$ résulte de l'écart entre T_{air} et $T_{\text{équivalente}}$ "vue" de la paroi ($T_{\text{eq}} * T_p$). Enfin on peut observer que les deux flux mesurés Φ_{total} et Φ_{cv} ont des variations similaires qui semblent résulter des apports convectifs.

Dans la deuxième phase on alimente simultanément les quatre panneaux rayonnants. On observe alors une forte variation du flux "noir" due aux apports radiatifs. La variation de la température d'air entraîne une légère augmentation du flux "réfléchissant". Du fait des apports d'énergie radiative la température résultante T_p devient légèrement supérieure à T_a . Enfin, les variations de températures de surface sont informatives et représentatives de l'évolution. Tout d'abord on peut remarquer que l'écart $T_s - T_{s_n}$ reste sensiblement constant $\simeq 0,6^\circ\text{C}$. Le contraste d'émissivité entre le capteur "noir" et la paroi est donc négligeable. Par contre l'écart $T_{s_n} - T_{s_r}$ subit une forte variation en passant de $0,8^\circ\text{C}$ à $\simeq 1,7^\circ\text{C}$. Cet écart d'amplitude varie en fonction des apports radiatifs relativement importants par rapport aux déperditions du local à chauffer.

Cet essai est très intéressant car il met en évidence la nécessité de mesurer les deux températures T_{s_n} et T_{s_r} et d'effectuer des corrections afin d'obtenir les véritables valeurs des flux que l'on veut mesurer.

V.4) - RESULTATS EXPERIMENTAUX

a) Cas envisagés

Nous sommes limités ici à l'étude d'un local de type forte inertie avec isolation extérieure. L'objectif essentiel étant d'estimer les coefficients introduits dans la formulation simplifiée précédente, nous avons effectué plusieurs essais pour évaluer la reproductibilité des résultats dans différentes configurations et pour vérifier dans quelles mesures les valeurs estimées en régime quasi-permanent peuvent être utilisées en régime de variations rapides.

CAS 1 : Les panneaux radiants sont inactifs le local est en régime permanent, on alimente périodiquement les convecteurs en début d'essai (Courbes 40). On observe dans ce cas que les variations du flux radiatif sont très faibles. Les variations du flux total mesuré sont représentatives d'échanges convectifs périodiques prépondérants. Au niveau des températures on peut remarquer que les variations de la température radiante vue de la paroi sont situées entre la température d'air fortement variable et les températures de surfaces.

Les températures représentées sont notées respectivement.

- A : Température des panneaux corrigée (voir remarques ci-dessous)
- B : Température radiante "vue" des capteurs (Calculée)
- C : Température d'air
- D : Température de surface, capteur "noir"
- E : Température de surface, capteur "réfléchissant"

CAS 2 : Les convecteurs ne sont pas alimentés. Les panneaux radiants ont été branchés environ 1 heure avant le début de l'essai et sont alimentés périodiquement au début de l'enregistrement des mesures. Dans cet essai les variations de flux total sont quasiment confondues avec les variations de flux radiatif. La composante convective du flux reste donc quasiment constante tout au long de l'essai de même pour la température d'air. Les variations de température radiante calculée sont relativement peu importantes du fait de la forte inertie des parois. (Courbes 41)

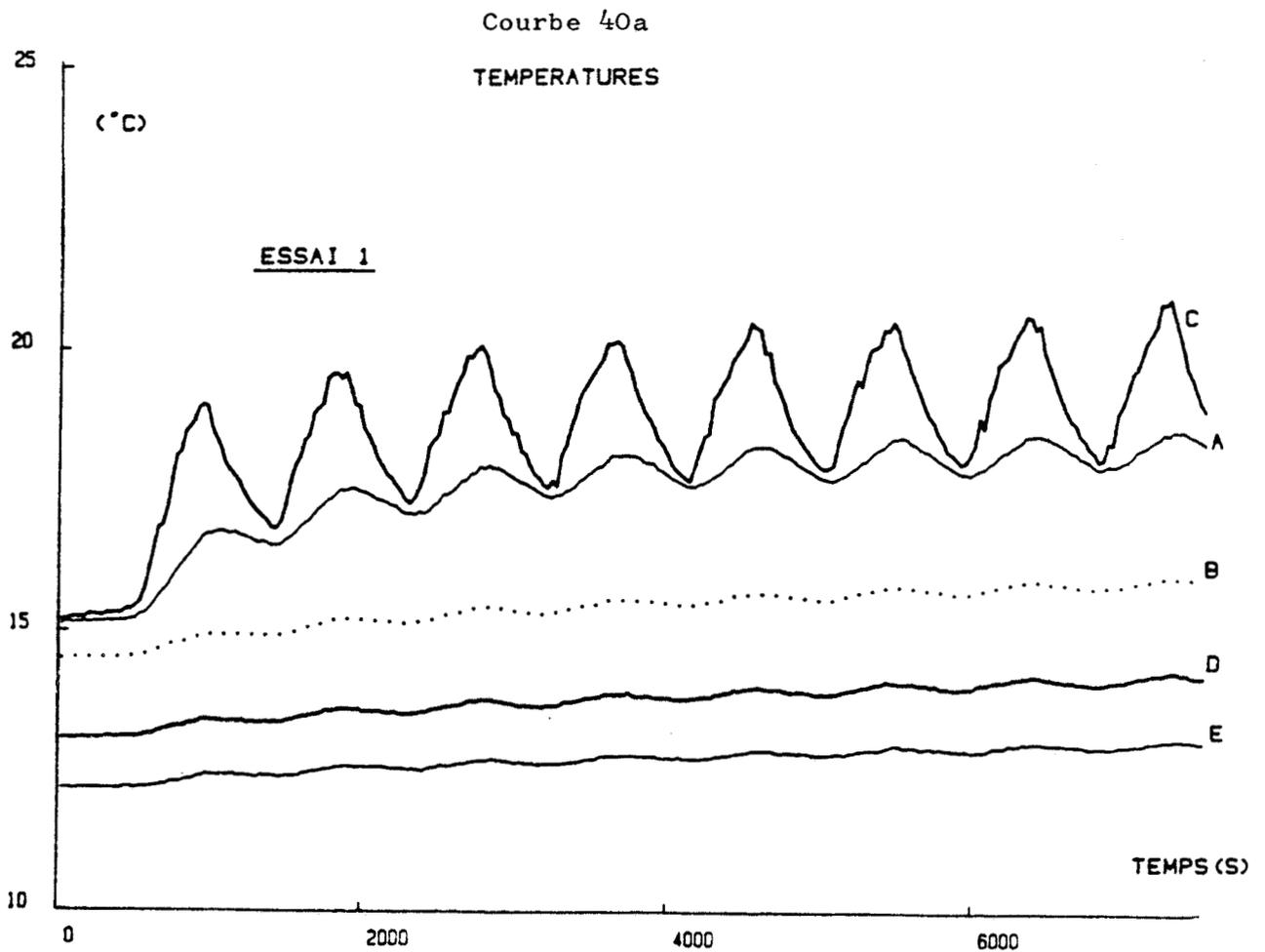
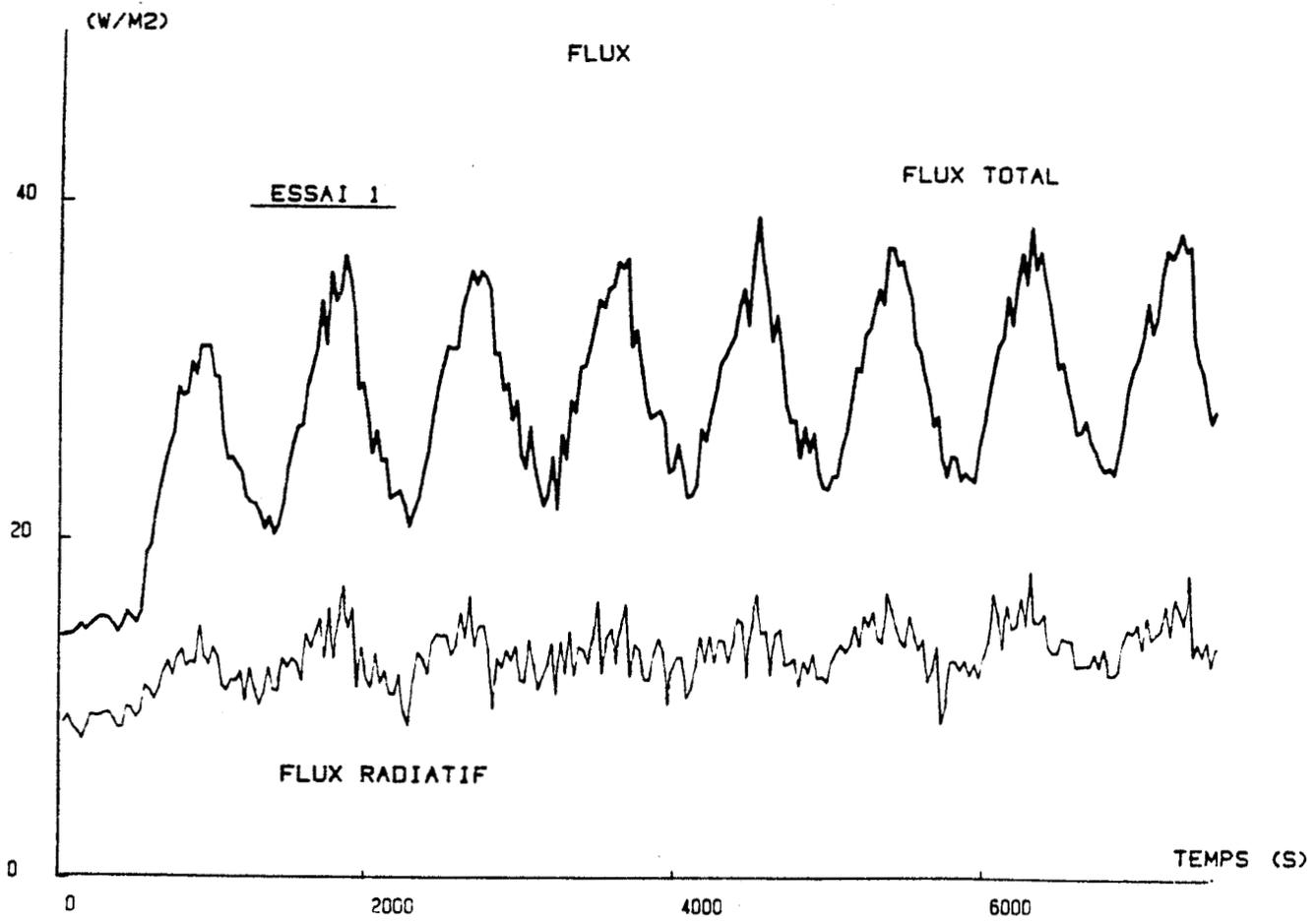
CAS 3 : Dans ce cas les panneaux radiants sont alimentés en continu tout au long de l'essais. Ceux-ci ont été branchés environ une heure avant le début de l'essai afin d'obtenir des conditions proche du régime permanent. On alimente périodiquement les convecteurs. Le flux radiatif peu variable est environ trois fois plus important que dans le cas 1. La température radiante "vue" de la paroi est dans ce cas quasiment égale à la température d'air en valeur moyenne. (Courbes 42)

Remarques :

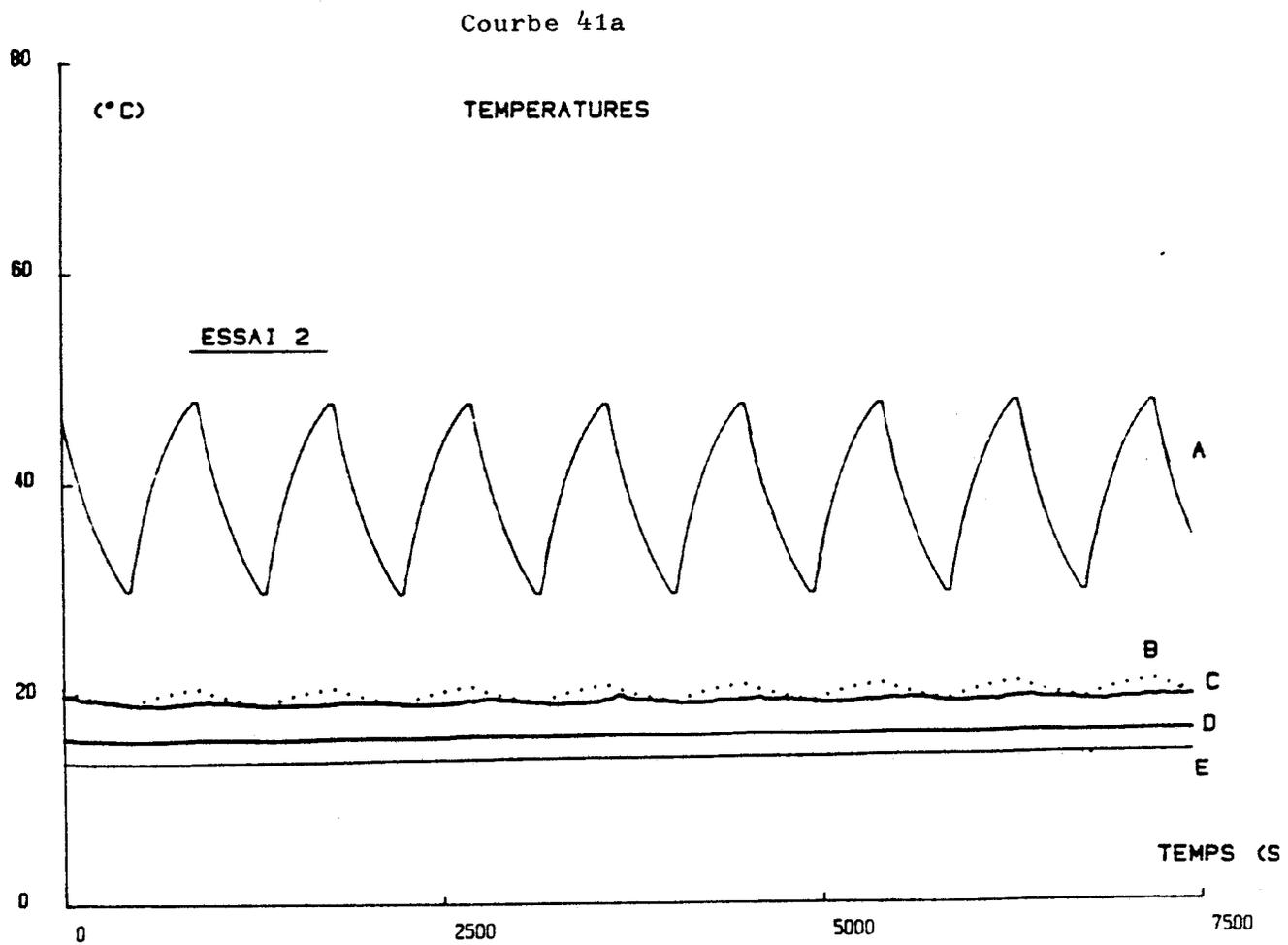
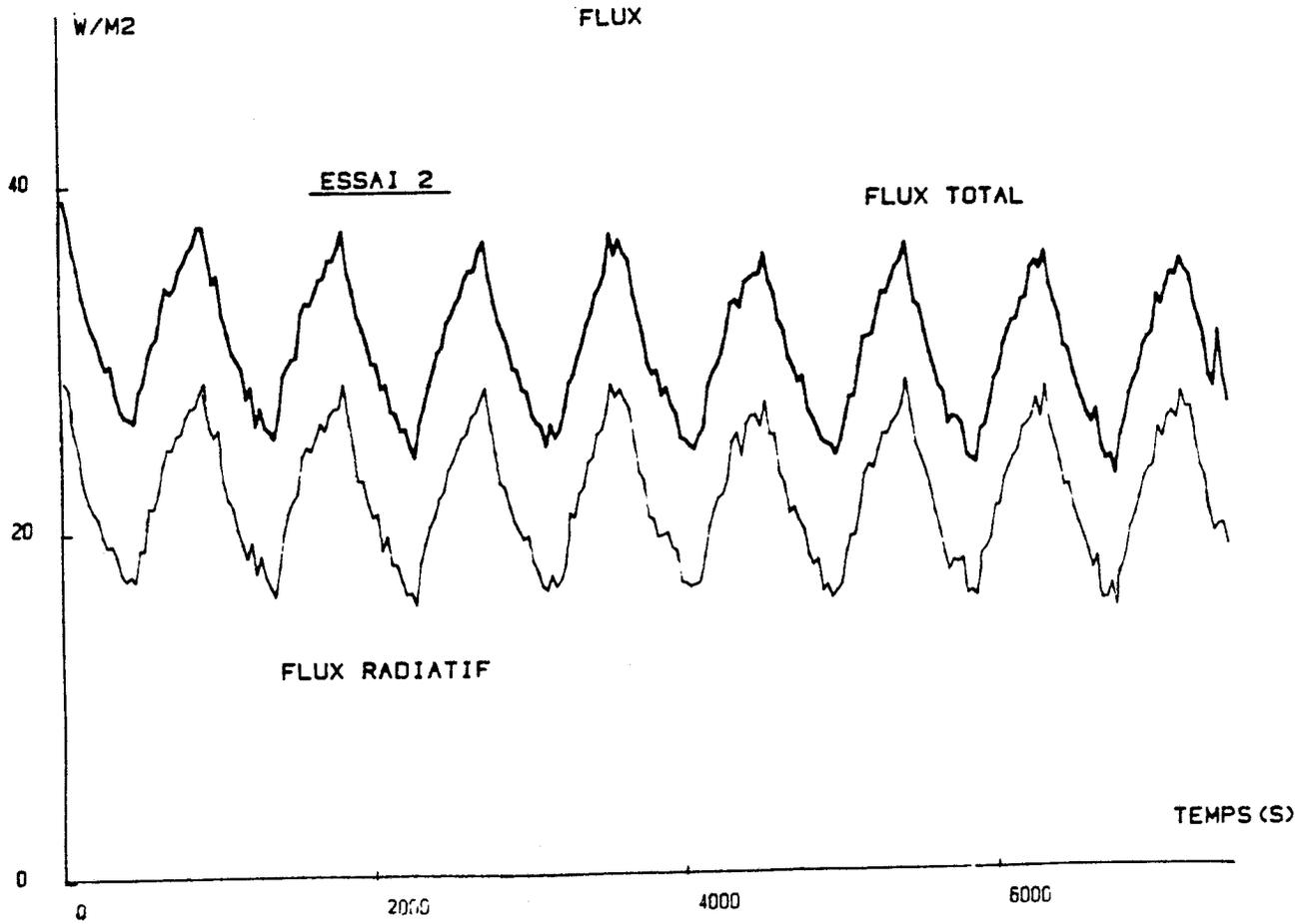
1) - La température radiante moyenne "vue" de la paroi est calculée à partir de la mesure des températures de surface de toutes les parois et de coefficients de forme. Après vérification il est apparu que la surface des panneaux radiants n'était pas du tout isotherme à l'inverse de celles des parois de béton.

Une cartographie de la température de surface des panneaux radiants à été réalisée à l'aide d'une thermopile ULTRAKUST. Les résultats obtenus sont représentés sur la figure (43) pour un quart de panneaux. Ce résultat peut s'expliquer par la situation des panneaux placés environ 60 cm sous le plafond qui permet un écoulement d'air le long de leur surface. Afin de limiter l'erreur sur la température radiante calculée il a donc fallu dans chacun des cas estimer une valeur moyenne de température de panneaux T_{pan} . Dans le cas 1 ceux-ci ne sont pas alimentés dans ce cas $T_{pan} = T_{pan}$ mesurée. Dans le cas 3 les panneaux sont alimentés en permanence, dans ce cas on écrit $T_{pan} = T_{pan}$ mesurée - δT_{pan3} où δT_{pan3} est un terme constant estimé à partir des résultats de la figure (43). Enfin, dans le cas 2 l'alimentation des panneaux est périodique nous avons alors réalisé une correction linéaire en écrivant :

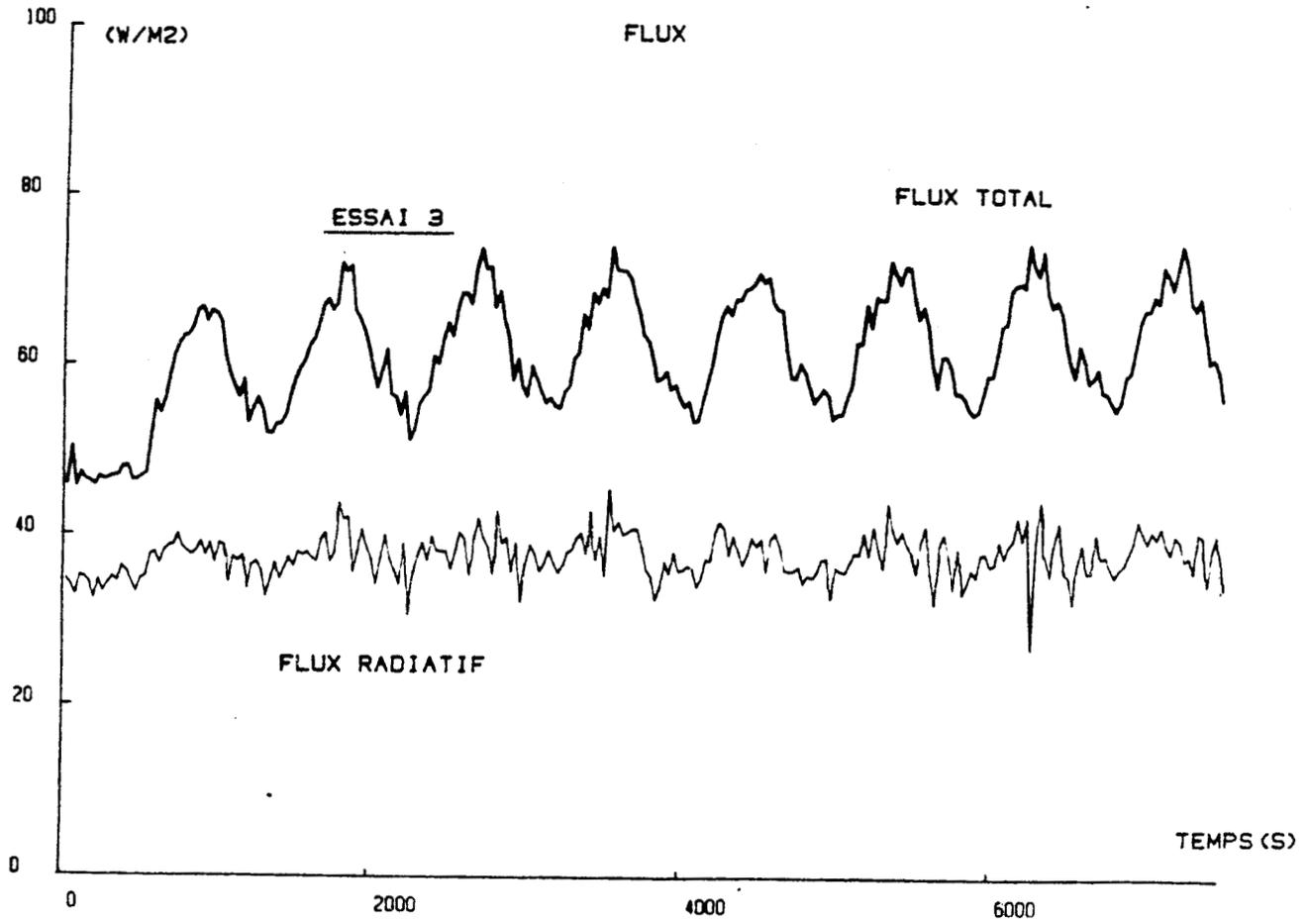
$$T_{pan} = T_{pan} \text{ mesurée} - \delta T_{pan2}$$



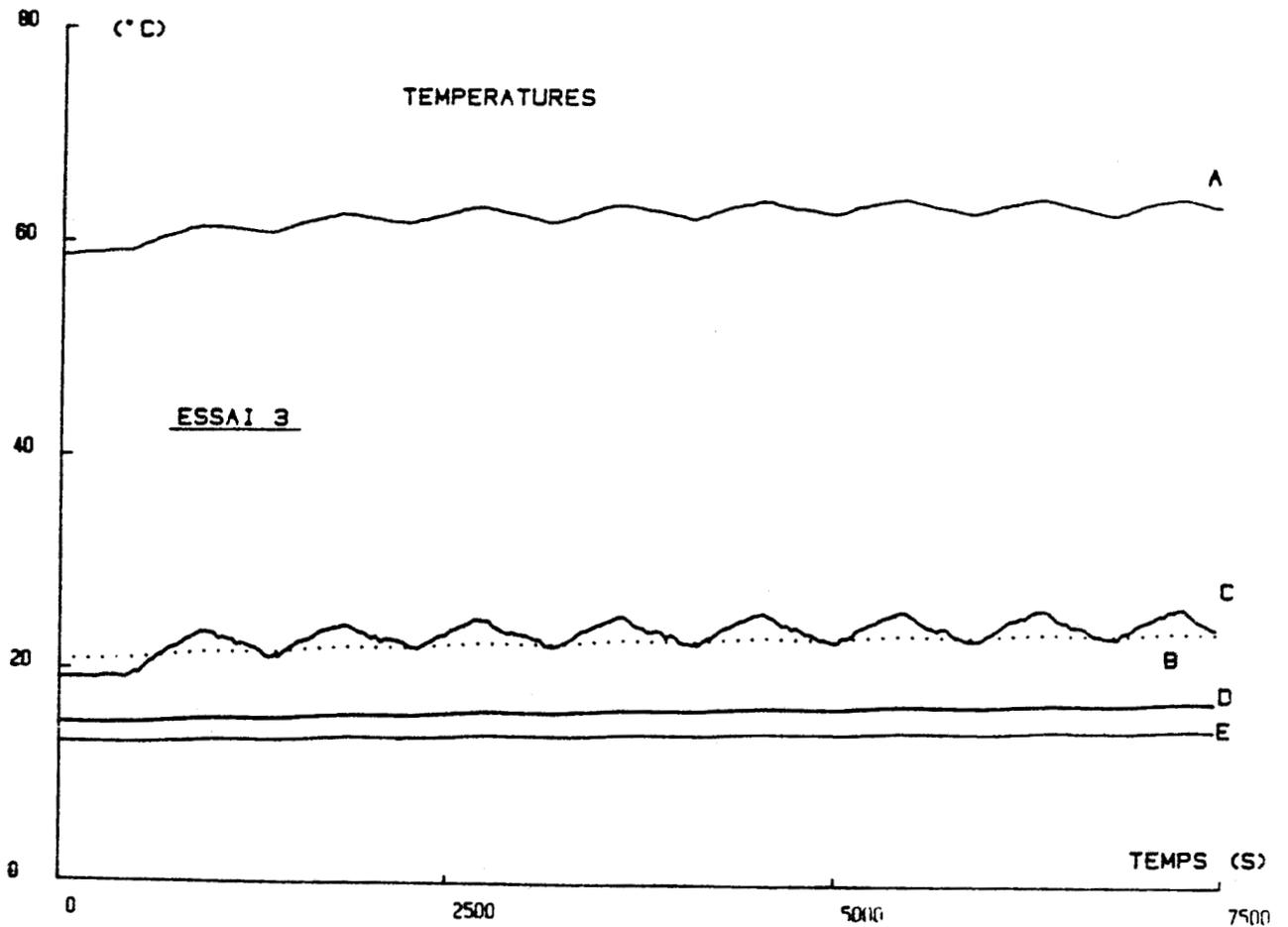
Courbe 40b



Courbe 41b



Courbe 42a



Courbe 42b

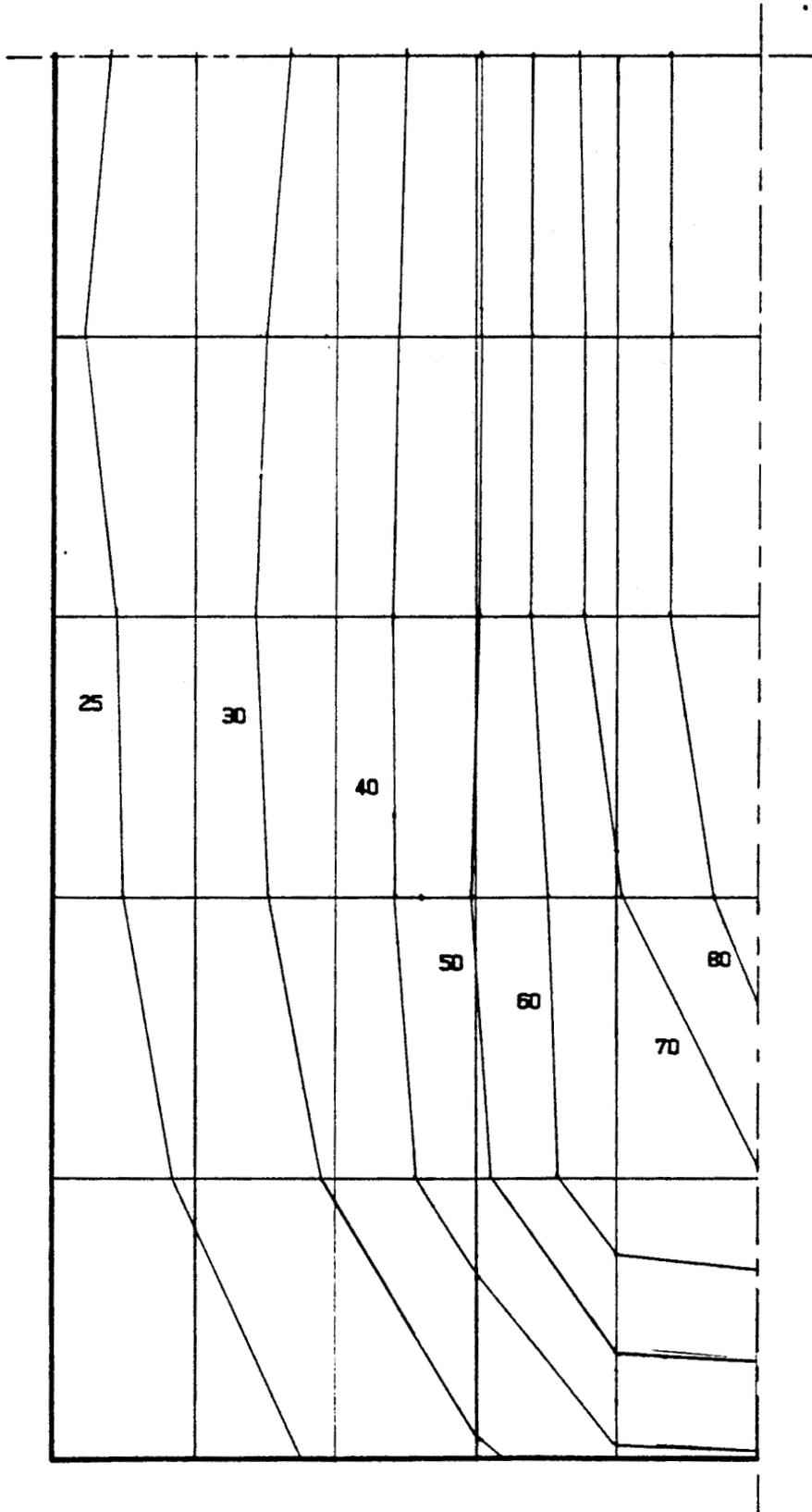


Figure 43 : Isothermes à la surface d'un quart de panneau

avec dans ce cas $\delta T_{pan_2} = a T_{pan} \text{ mesurée} + b$

a et b étant calculés de façon à ce que :

$$\delta T_{pan_2} = 0 \text{ lorsque } T_{pan} \text{ mesurée} \leq 25^\circ\text{C et/ou} \leq T_{air}$$

et $\delta T_{pan_2} = \delta T_{pan_3}$ lorsque $T_{pan} \text{ mesurée}$ est supérieure à 80°C

2) - Quand on écrit "périodiquement" on veut dire ici que les sources sont alimentés en tout ou rien, alternativement selon une période choisie

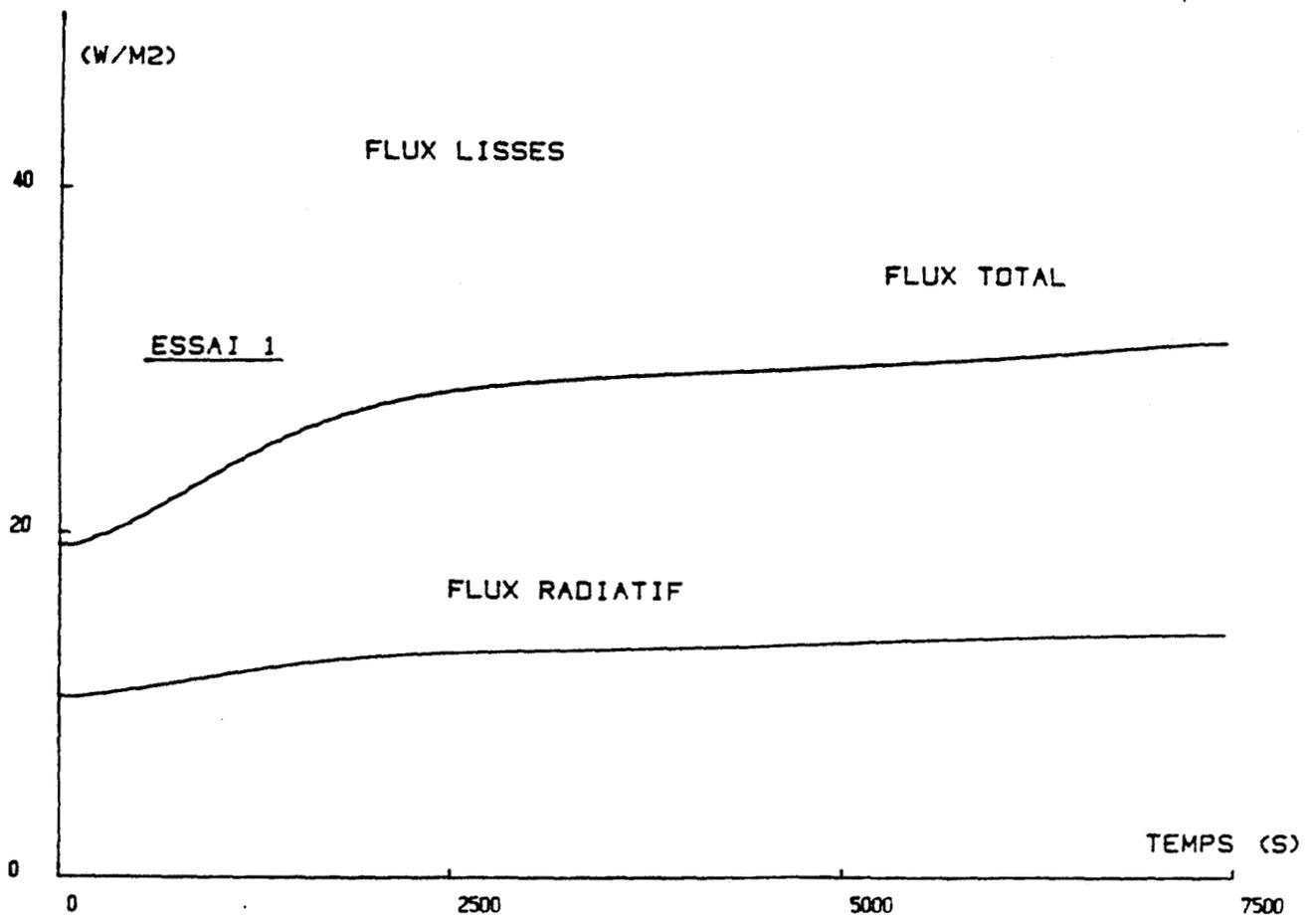
3) - La densité de flux radiatif est obtenue en retranchant la composante convective du flux total mesuré. Cette dernière est calculée à partir du flux mesuré par le fluxmètre "réfléchissant" et en tenant compte de l'écart de température de surface entre les deux capteurs.

b) Etude des composantes lentement variables

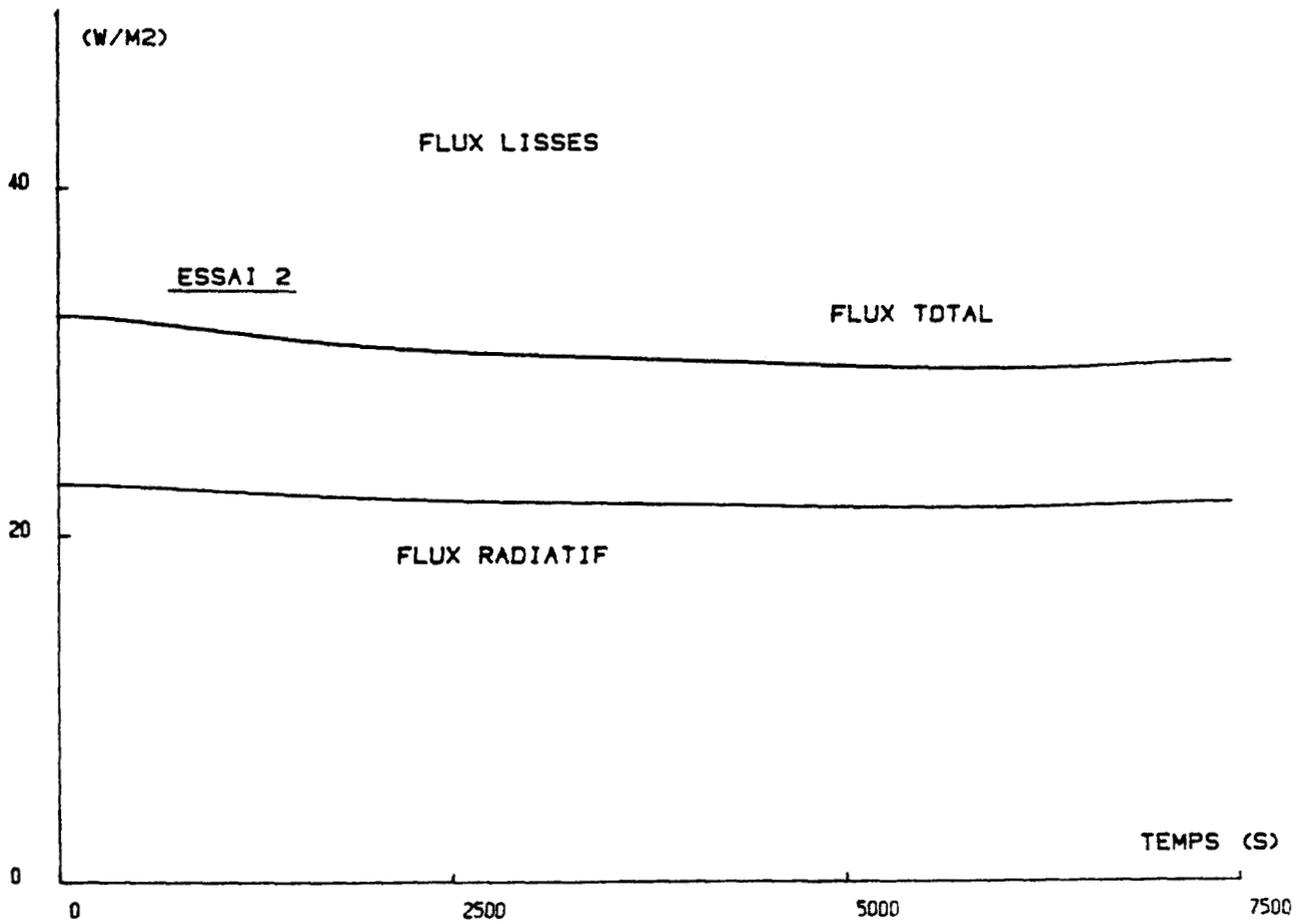
Les courbes (44) représentent l'évolution en "moyenne" des flux pour les trois cas considérés. Dans les cas 1 et 3 on peut observer une nette augmentation de flux total à la mise en marche des convecteurs, le flux radiatif ne varie que très légèrement en réponse aux faibles variations des températures superficielles. La courbe 45 montre l'évolution temporelle des rapports $\phi_{cv}(t)/(T_a(t) - T_s(t))$ et $\phi_r(t)/(T_p(t) - T_s(t))$ calculés pour les trois essais. On peut observer dans tout les cas que ces rapports sont sensiblement constants ce qui justifie ici la notion de coefficient d'échange. Des petits écarts d'amplitude ont pu être observés en comparant les différents essais. Pour les échanges radiatifs les résultats des essais 2 et 3 sont très proches, par contre dans l'essai 1 aucune source radiative n'est alimentée et les écarts de températures superficielles sont très faibles. Il en résulte une incertitude importante sur le coefficient hr_1 .

En ce qui concerne les échanges convectifs, on constate une légère diminution du coefficient d'échange en présence d'échanges radiatifs. Ce résultat est tout à fait logique puisqu'un plafond chauffant ne génère pas beaucoup de transfert par convection naturelle. En effet, comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, un plafond chauffant crée une stratification de la température d'air qui minimise le transport d'énergie par convection dans le local.

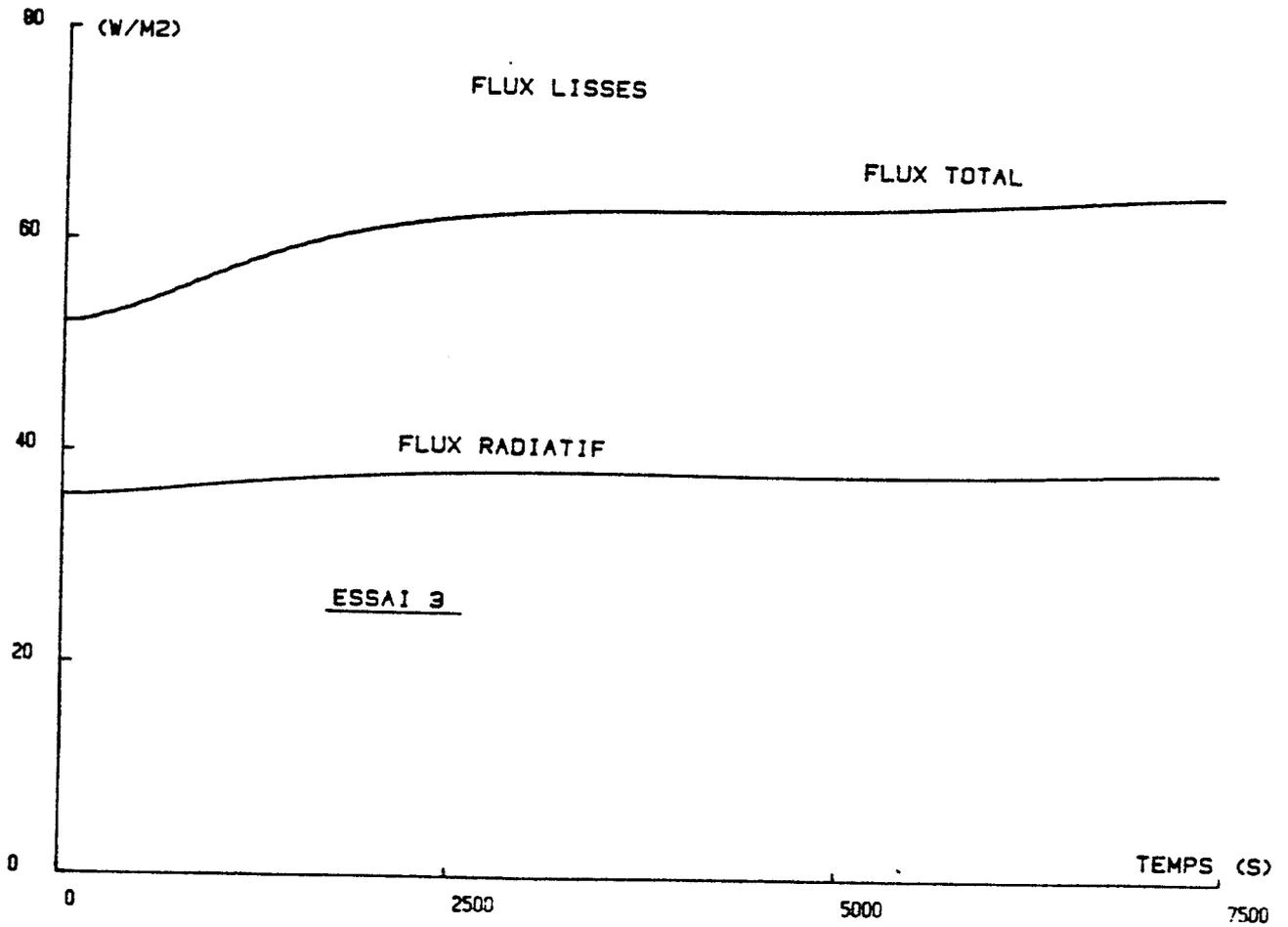
Néanmoins dans chacun des cas les résultats montrent qu'il est possible de représenter le régime quasi statique à l'aide de coefficients d'échange. Le problème principal qui reste à résoudre est de savoir si ces coefficients peuvent être utilisés avec les mêmes valeurs pour la modélisation des régimes variables.



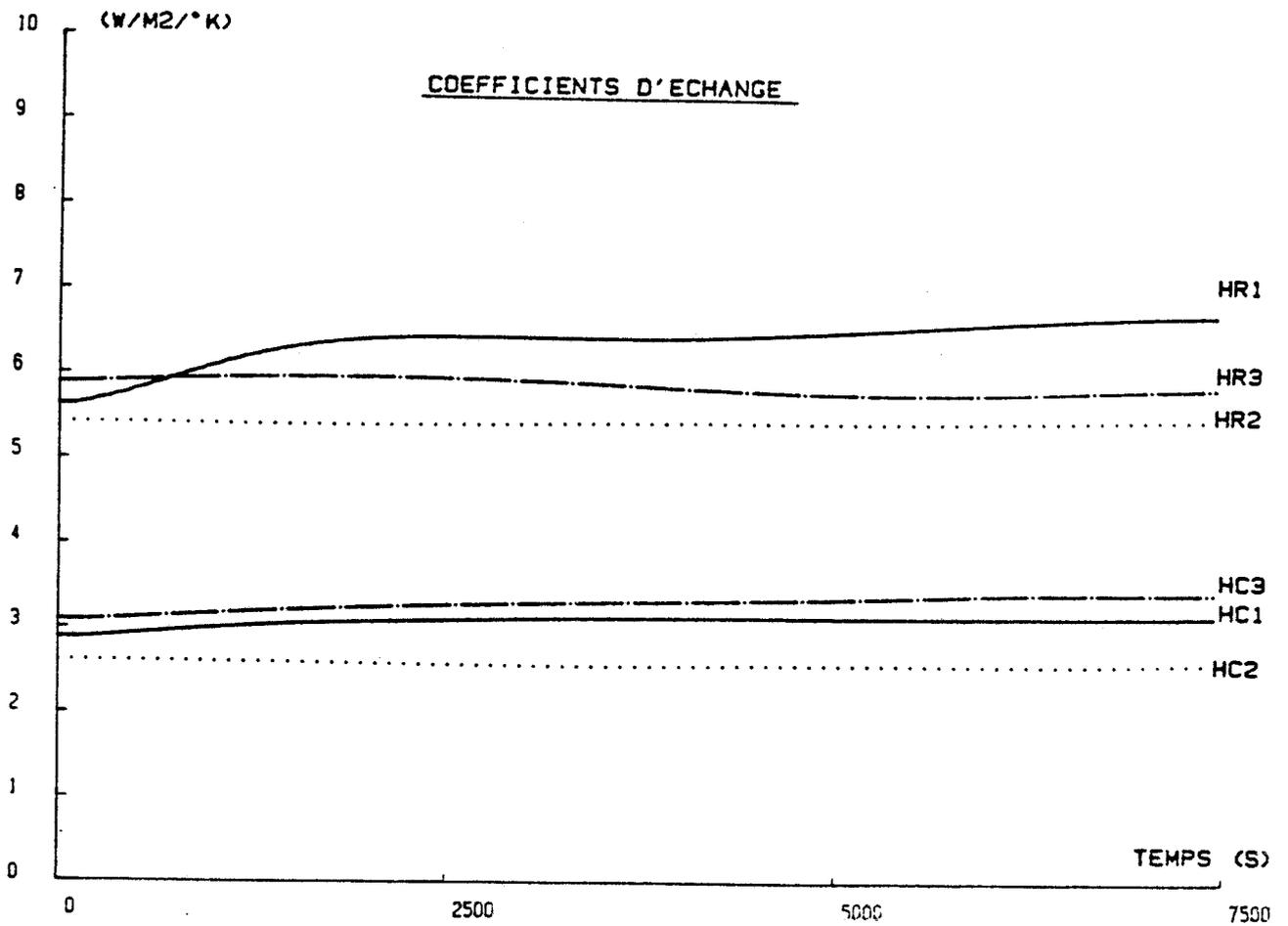
Courbe 44a



Courbe 44b



Courbe 44c



Courbe 45

c) Etude des composantes rapidement variables

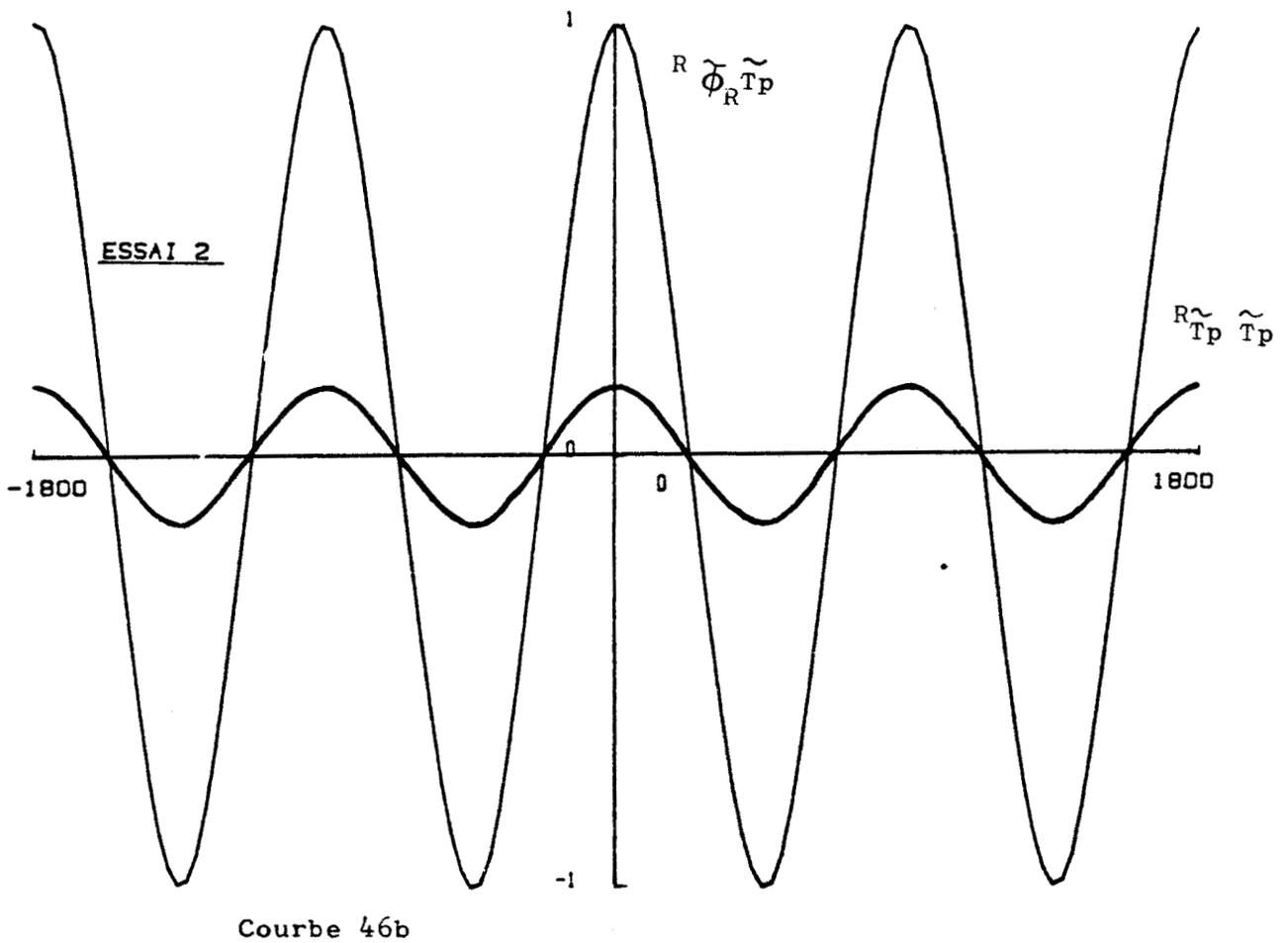
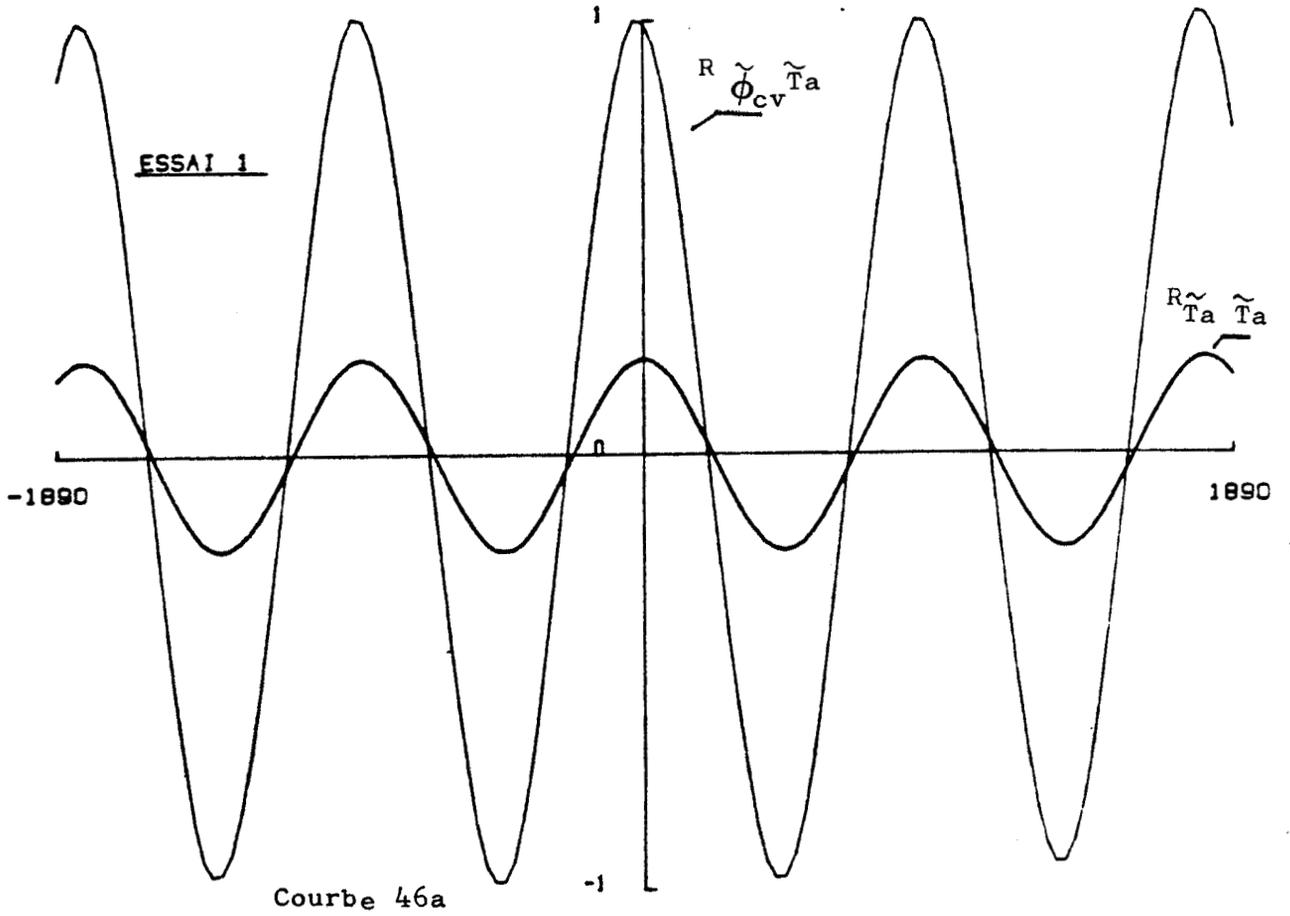
Les variations "radiatives" centrées pour les essais 1 et 3, "convectives" centrées de l'essai 2 ne seront pas analysées puisque ces signaux sont très faibles et l'erreur relative de mesure beaucoup trop importante pour que le traitement de ces résultats puisse conduire à des vérifications de résultats théoriques. Lorsque les signaux ont une amplitude suffisante nous pouvons étudier les relations entre composantes variables de même période dans chaque essais.

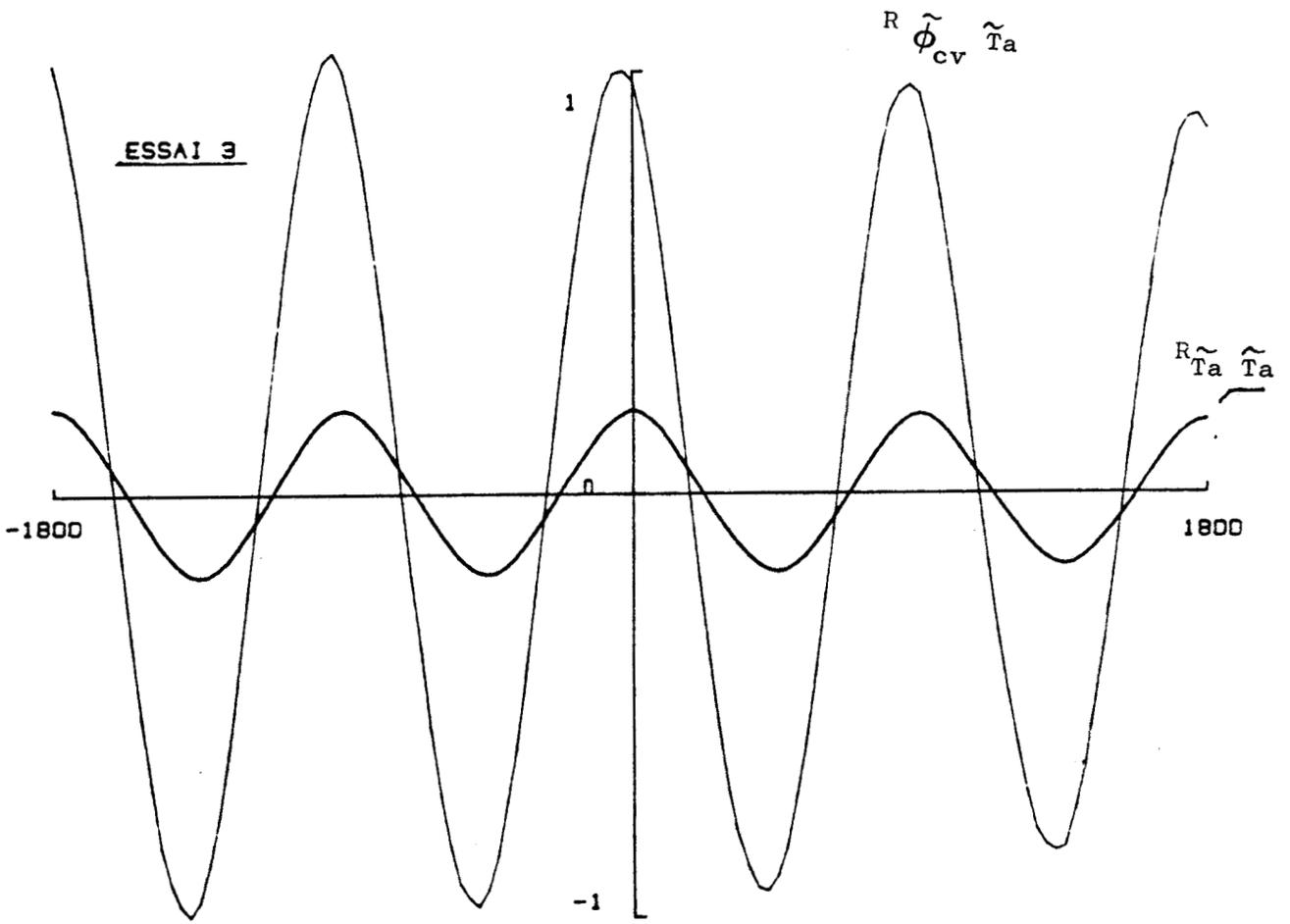
Les courbes 46a et 46c représentent les fonctions de corrélation $R \tilde{\Phi}_{cv} \tilde{T}_a$ et $R \tilde{T}_a \tilde{T}_a$ calculées pour les essais 1 et 3. De même la courbe 46b est relative aux fonctions de corrélation $R \tilde{\Phi}_r \tilde{T}_p$ et $R \tilde{T}_p \tilde{T}_p$ pour l'essai 2. (normées)

Les courbes permettent de calculer les modules des admittances thermiques b'_x introduites au début de ce chapitre ainsi que les déphasages. Les valeurs sont comparées à celles des grandeurs calculées à partir des coefficients d'échanges déterminés en régime lentement variable. Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant

essais	h_x	Mod (b'_x) calculé	Mod (b'_x) exp	γ_x Calc(rad)	γ_x exp(rad)
1	3,2	38	53	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0
2	5,4	63	67	$2,5 \cdot 10^{-2}$	0
3	3,4	40	58	$1,6 \cdot 10^{-2}$	0,3

Dans le cas de l'essai 2 pour lequel les perturbations périodiques rapidement variables sont essentiellement radiatives on observe une bonne correspondance entre les valeurs calculées et expérimentales tant du point de vue module que déphasage. Par contre, pour les deux autres essais où les perturbations sont convectives les résultats expérimentaux et calculés ne concordent pas. Dans l'essai 1 (Source convective seule) le déphasage est correct mais les amplitudes sont fortement différentes. Les essais 1 et 3 ne peuvent être interprétés suivant la modélisation classique à coefficient d'échange constant et une étude expérimentale détaillée nous semble nécessaire pour définir le domaine d'application de la méthode en régime variable.





Courbe 46c

V.5) - CONCLUSION

Les résultats expérimentaux obtenus dans ce chapitre montrent qu'il est très difficile de définir un coefficient d'échange convectif constant à la surface d'une paroi. La modélisation classiquement utilisée en thermique de l'habitat qui consiste à considérer des coefficients d'échange constants et à définir une température fictive pour caractériser l'ensemble des transferts cellule paroi semble acceptable uniquement lorsque l'on s'intéresse aux signaux lentement variables d'origine radiative.

En effet nous avons pu observer que dans le cas où les apports sont uniquement radiatifs et dans le domaine des "basses températures" les coefficients d'échange convectifs à la surface des parois prennent une valeur inférieure à ceux relevés en présence d'apports convectifs. De plus en régime rapidement variable ce mode de transfert est très complexe.

Les coefficients d'échange convectif sont différents de ceux relevés en régime lentement variable.

Ce type d'échange est donc difficilement linéarisable et les notions de température équivalente vue de la paroi et de coefficient global d'échange semblent le plus souvent inadaptées. Néanmoins, ces résultats doivent être considérés avec prudence, en effet, ceux-ci demandent à être complétés et vérifiés en particulier dans le cas d'une configuration faible inertie où les effets de couplage seront importants.

En ce qui nous concerne et pour la suite de ce travail, ces résultats importants montrent que pour la détermination de la composante radiative instantanée du flux à la surface d'une paroi. Il est indispensable d'utiliser simultanément un couple de fluxmètres "noir" et "réfléchissant" qui permet de déterminer la valeur instantanée du coefficient d'échange convectif à la surface de la paroi et d'en déduire ainsi les composantes convectives puis radiatives du flux total mesuré par le fluxmètre "noir".

Dans cet optique un nouveau type de fluxmètre est actuellement développé dans notre laboratoire qui permet la détermination du flux radiatif à la surface d'une paroi quelconque (17).

CHAPITRE VI

REGULATION PAR MESURES FLUXMETRIQUES

PRINCIPES ET

RESULTATS EXPERIMENTAUX

VI.1) - INTRODUCTION

Le thermostat qui permet de gérer l'énergie fournie à un local est un élément essentiel de toute installation de chauffage. Celui-ci doit pouvoir prendre en compte, à la fois, l'inertie du local et des systèmes de génération de chaleur. Il lui faut être apte à compenser rapidement et correctement tout apport ou déperdition aléatoire liés à l'occupation intermittente du local, aux apports gratuits de type solaires, etc.... Le but de ce contrôle étant finalement de limiter les dépenses énergétiques tout en maintenant des conditions de confort optimales.

L'ensemble de ces problèmes nécessitent une régulation dynamique optimisée en fonction des couplages Système / Enveloppe / Occupant. La conception d'un tel système nécessite des modèles plus ou moins sophistiqués qui donnent de bons résultats mais sont souvent délicats à mettre en oeuvre en pratique.

Il est très important que le thermostat permette une régulation précise qui limitera les phases de surchauffe et de sous-refroidissement causes d'inconfort et de surconsommation énergétique en régime variable. Cela implique nécessairement une action anticipative dont l'efficacité repose sur la rapidité de détection de toute perturbation et de la prise en compte de l'inertie du local.

Les méthodes classiques utilisées pour le contrôle du système habitat sont basées sur les connaissances d'un certain nombre de paramètres intensifs : Température d'air, Température Radiante Moyenne, Degré d'Humidité, etc... (voir Annexe 2). A l'aide de ces grandeurs un indice de confort peut être défini suivant une loi généralement empirique. Les variations en fonction du temps de cet indice sont comparées à une valeur de référence et la différence utilisée comme signal de commande des apports énergétiques. L'indice défini précédemment à partir de paramètres intensifs est en fait une fonction représentative de l'état thermique local du système mais des problèmes pratiques apparaissent dans les conditions réelles de fonctionnement

- liés tout d'abord au temps nécessaire à la détection des apports énergétiques. Il faut en effet tenir compte de l'inertie des capteurs eux mêmes. Par exemple, un capteur de type sphère noire ne détecte un apport par rayonnement grandes longueurs d'onde en provenance des parois, qu'au bout de quelques minutes, retard qui accentue les variations des paramètres intensifs locaux. Dans ce cas le thermostat n'agissant sur l'installation que lorsque la variation a été détectée à l'intérieur du logement, il s'écoulera un certain temps durant lequel il y a refroidissement ou réchauffement du local de part et d'autre du point de consigne.

- de plus les perturbations énergétiques de grande amplitude (du type solaire) ne sont pas détectées suffisamment rapidement puisque ces grandeurs extensives doivent être transformées en la variation de paramètres intensifs dérivés.

- enfin ces paramètres caractérisent instantanément l'état thermique du local mais ne permettent pas de prédire l'évolution du système contrairement aux paramètres extensifs révélateurs des conditions de déséquilibre, des phénomènes naturels d'auto régulation du système habitat et donc de son évolution temporelle.

Ces considérations montrent que la représentation classique de l'état d'un système en évolution à l'aide d'une grandeur d'état locale pose des problèmes de principe en régime variable.

L'objectif de notre travail à été de montrer l'intérêt de substituer à la représentation dynamique de l'état énergétique d'un local par des paramètres intensifs, une représentation à l'aide de "flux" puisque ces grandeurs caractérisent un état de déséquilibre instantané. Nous montrons dans ce chapitre comment la mesure de flux radiatif à la surface d'une paroi lourde de référence permet de contrôler précisément les conditions de confort à l'intérieur du local.

VI.2) - PRINCIPE DE LA REGULATION

Sous l'influence de perturbations aléatoires le système habitat se trouve en permanence en état de déséquilibre thermique. Les résultats des chapitres précédents ont montrés que la coexistence de parois de différentes natures induit des échanges radiatifs significatifs de l'état de déséquilibre du local.

En effet tout apport ou déperdition provoque une variation sensible des températures de surfaces des parois légères, quasi-adiabatiques. Il en résulte une variation du flux radiatif échangé par ces parois avec les parois de forte inertie quasi-isothermes. Ces échanges ont un effet autorégulant qui tend à minimiser le déséquilibre du système. On conçoit bien dans ce cas tout l'intérêt que revêt la mesure du flux radiatif à la surface d'une paroi lourde de référence. Cette mesure d'une grandeur extensive a un caractère intégral qui permet de caractériser globalement et radiativement l'ambiance thermique dans le local et son déséquilibre instantané. Ceci en mesurant T_s , température de surface de la paroi de référence et en estimant la température radiante moyenne "vue" de la paroi par la relation.

$$T_p = T_s + \frac{\phi_r}{h_r}$$

où ϕ_r est la composante radiative du flux traversant la surface de la paroi. Cette grandeur étant mesurée à l'aide d'un couple de fluxmètres "noir" et "réfléchissant" de la manière décrite en fin de chapitre II.

h_r est un coefficient d'échange radiatif moyen qui habituellement dans l'habitat peut être considéré comme constant.

On peut alors, à l'aide d'un coefficient de forme simple, F_{cs} (dépendant de la position relative du centre de la pièce et de la paroi de référence) et d'un coefficient correctif C (dépendant des positions relatives des fluxmètres, des sources radiatives éventuelles et du centre de la pièce), estimer la valeur de la Température Radiante Moyenne au centre du local

$$T_{rm} = F_{cs} T_s + C (1 - F_{cs}) T_p$$

Remarque : Dans notre cas les conditions expérimentales sont telles que le coefficient C est quasiment égal à 1 (Annexe 3).

A des fins de simplification l'ambiance thermique dans le local sera dans la suite caractérisée uniquement vis à vis des échanges par chaleur sensible au moyen d'une température fictive appelée Température Résultante Sèche. Dans le cas où les mouvements d'air sont très faibles dans le local on utilise généralement l'expression suivante de T_{rs} . (Annexe 2)

$$T_{rs} = \frac{1}{2} (T_a + T_{rm})$$

En introduisant la valeur de la Température Radiante Moyenne calculée précédemment dans l'expression de la Température Résultante on obtient

$$T_{rs} = \frac{1}{2} (T_a + T_s) + \frac{(1 - F_{cs})}{2 h_r} \phi_r$$

Cette grandeur calculée sera utilisée comme critère de confort, elle permet de contrôler les apports énergétiques compte tenu :

- de l'inertie thermique du système représentée par T_s puisque les variations de cette grandeur intègrent les variations de flux thermique entrant dans la paroi lourde, ce qui confère une plus grande stabilité au système.

- du flux radiatif ϕ_r permettant de détecter toute perturbation thermique

- de la valeur instantanée de la température d'air.

Le système de contrôle permet la comparaison de cette valeur calculée de T_{rs} et la valeur de consigne. La différence obtenue entre ces deux valeurs détermine l'action à produire sur les sources énergétiques commandables de façon à minimiser cet écart.

Remarque : L'ensemble des relations précédentes repose sur diverses hypothèses, en particulier la linéarité des transferts qui seront développées en annexe.

VI.3) - RESULTATS EXPERIMENTAUX

L'objectif de cette partie est d'expérimenter in-situ la méthode de régulation à base de mesures fluxométriques décrite précédemment. Différents types d'essais sont réalisés afin de valider les résultats obtenus. Dans un premier temps nous nous sommes intéressés au cas du chauffage d'un local de type faible inertie constitué par le caisson climatique ventilé décrit dans les chapitres précédents. Des essais similaires sont ensuite réalisés dans une pièce de type forte inertie et dans des conditions de "convection naturelle". Enfin dans des conditions expérimentales identiques nous avons réalisé à titre de comparaison un contrôle de l'ambiance basé sur la mesure de la seule température d'air puis à l'aide de la température résultante mesurée par une sphère noire placée au centre de la pièce.

Le principe de base de la régulation est de contrôler la température d'air en fonction de la température radiante moyenne et inversement c'est à dire de réaliser un contrôle par compensation de la température résultante. Pour mettre en oeuvre ce contrôle nous considérons des locaux chauffés par des sources radiatives et convectives commandables indépendamment.

a) Contrôle de l'ambiance en caisson climatique

Dans cette première configuration expérimentale concernant le cas d'une enceinte de faible inertie thermique on utilise le caisson climatique à parois modulables utilisés dans les chapitres précédents (Figure 47). L'état du système est représenté en mesurant simultanément sur la paroi lourde de référence les composantes radiatives et convectives du flux thermique, les températures de surface des parois et d'air au centre du local. Deux films résistifs de faible inertie et dissipant environ 400 W ainsi qu'un petit radiateur rayonnant (1 Kw) sont utilisés comme sources radiatives. Un circuit de ventilation dans lequel sont placées des résistances chauffantes permet de modifier et éventuellement de contrôler la température d'air dans le local. Enfin il faut souligner que les résultats sont obtenus avec un simple contrôle de type "tout ou rien" ce qui n'avantage pas le système. De plus le contrôle n'est pas continu le micro ordinateur utilisé remplissant simultanément plusieurs fonctions.

- acquisition des données par l'intermédiaire d'un convertisseur ADC (20)
- moyennage des flux (ceux-ci étant fortement bruités)
- calcul de la température de "confort" et comparaison avec sa valeur de consigne
- action sur le système de chauffage par l'intermédiaire d'un convertisseur DAC et de relais.

L'ensemble de ces opérations nécessite un temps relativement important. Tous les essais présentés ci-après sont réalisés avec un pas de temps égal à 30 secondes entre chaque action de régulation. Il est évident que ce temps pénalise ici les performances du système mais qu'il peut être considérablement réduit dans le cas d'une application pratique réelle .

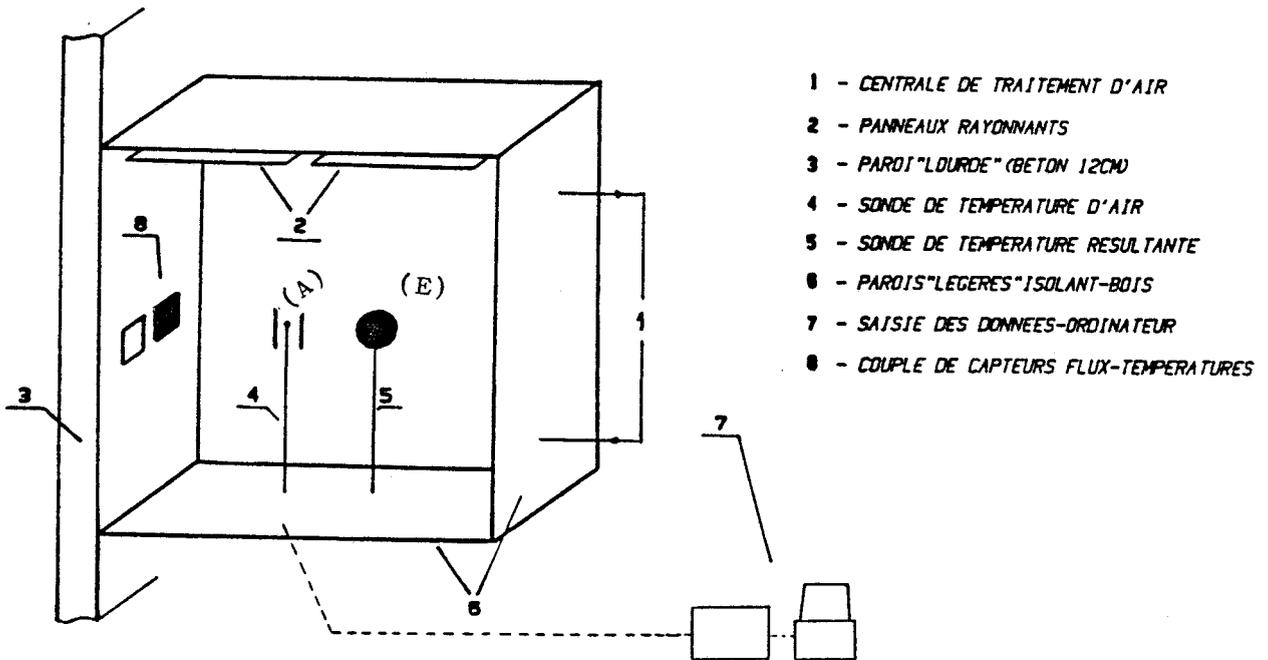
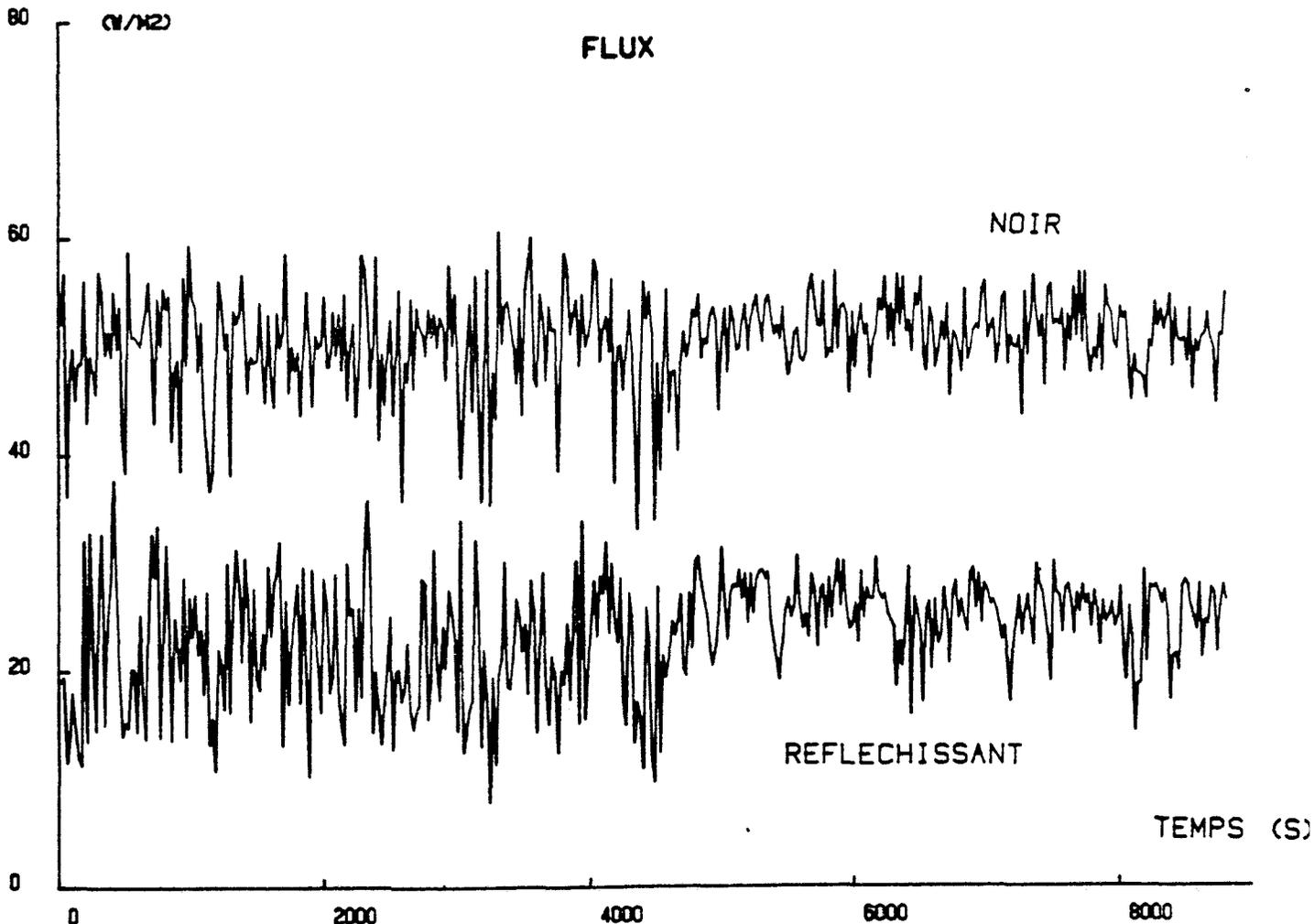


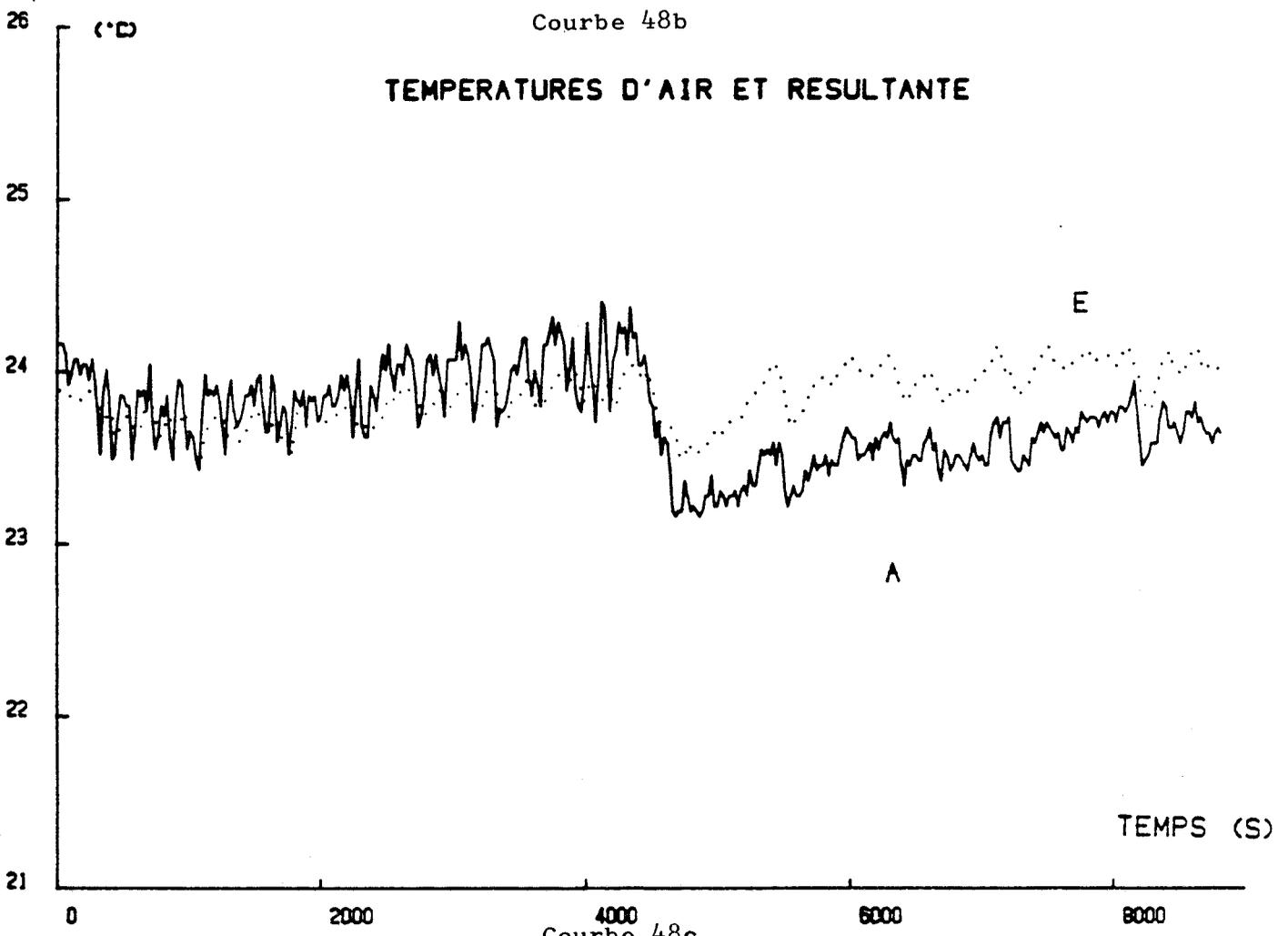
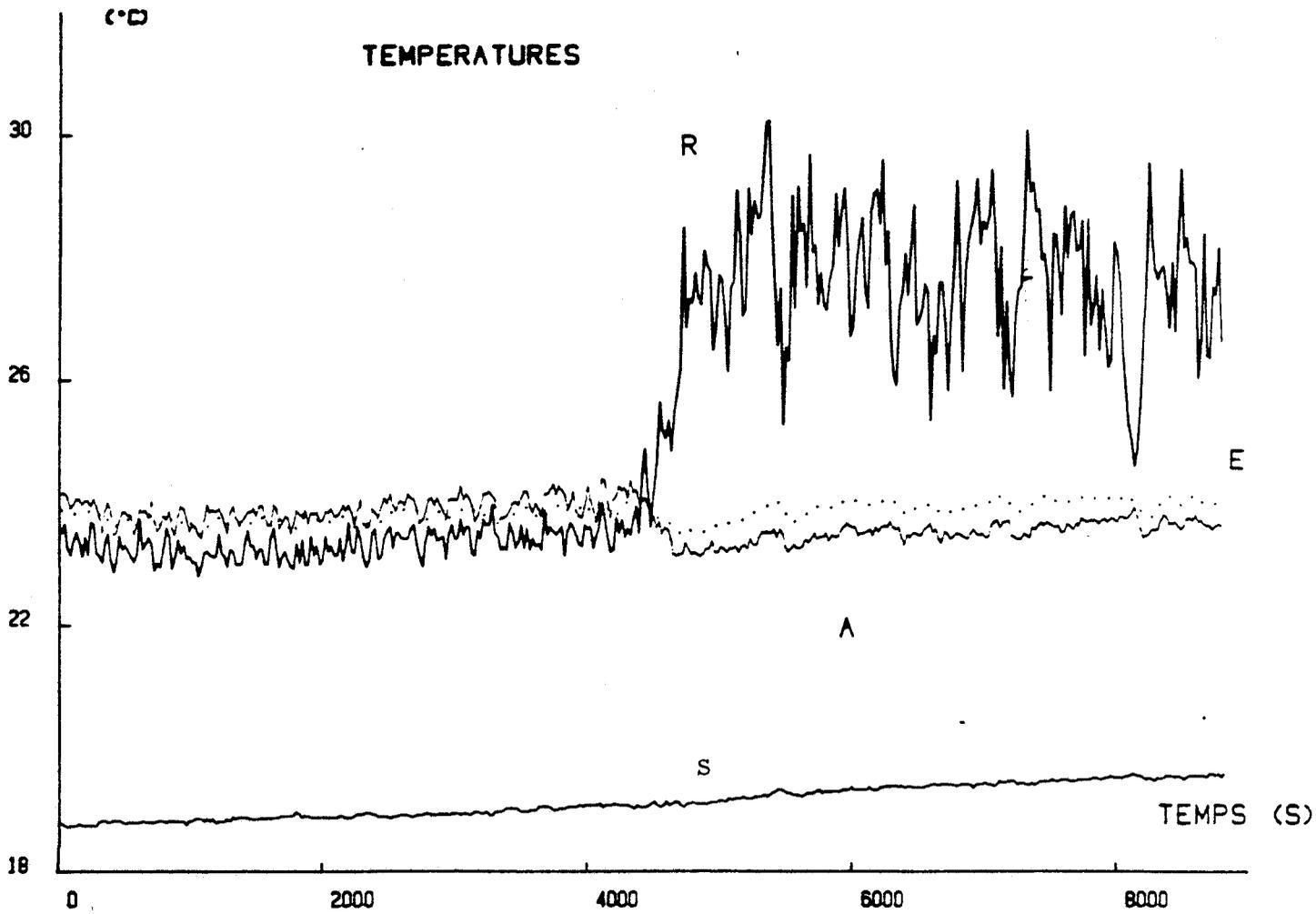
Figure 47

a 1) - Cas d'une perturbation convective

Les résultats des courbes 48 sont relatifs à la commande optimale des apports radiatifs dans le caisson climatique compte tenu de perturbations convectives aléatoires. L'essai comporte deux phases distinctes. Dans la première, la cellule est soumise à une perturbation convective puis celle-ci est supprimée, ce qui entraîne une chute de la température d'air (A) aussitôt compensée radiativement par les panneaux radiants ce qui permet de maintenir constante la température résultante (E) à l'intérieur du local.

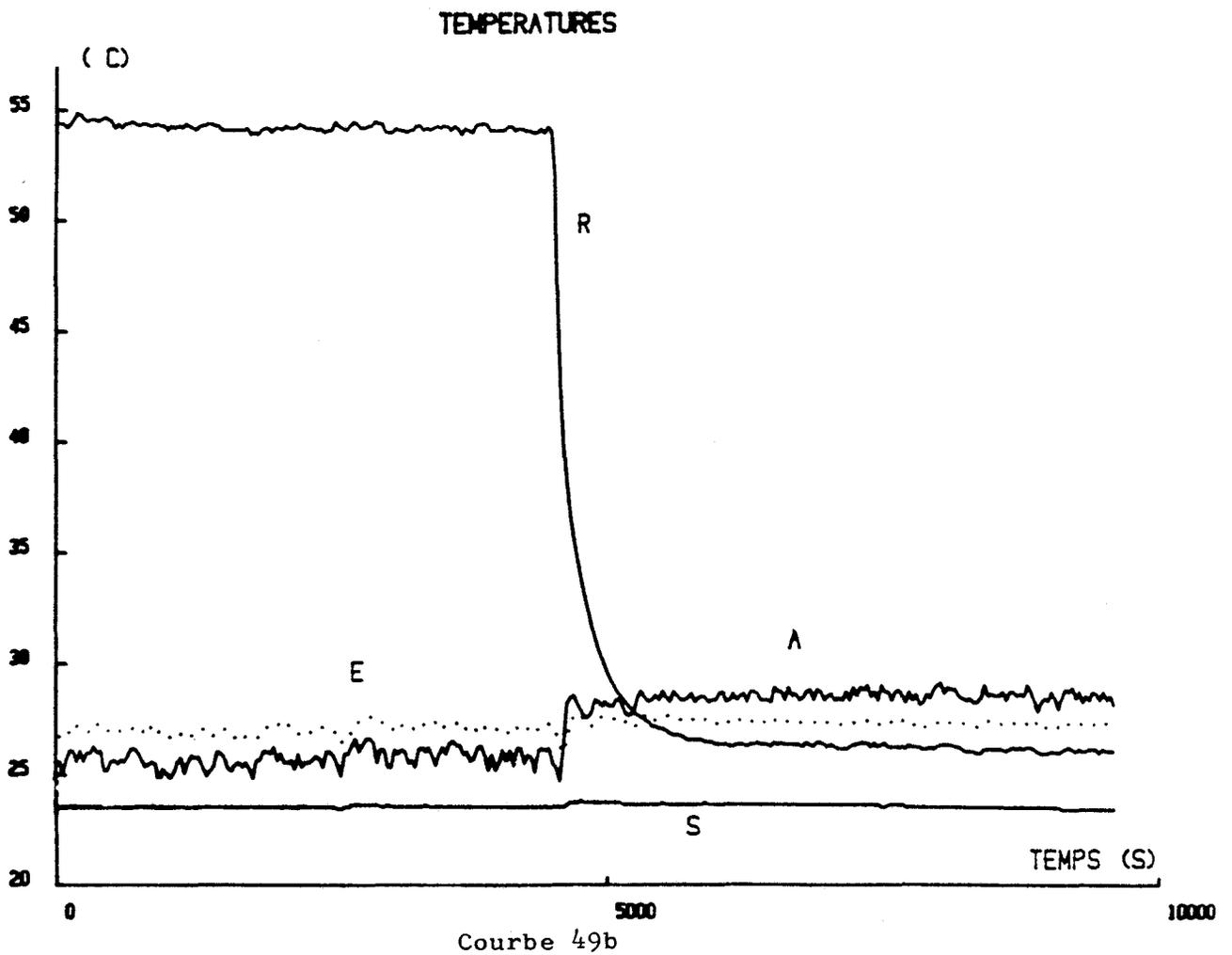
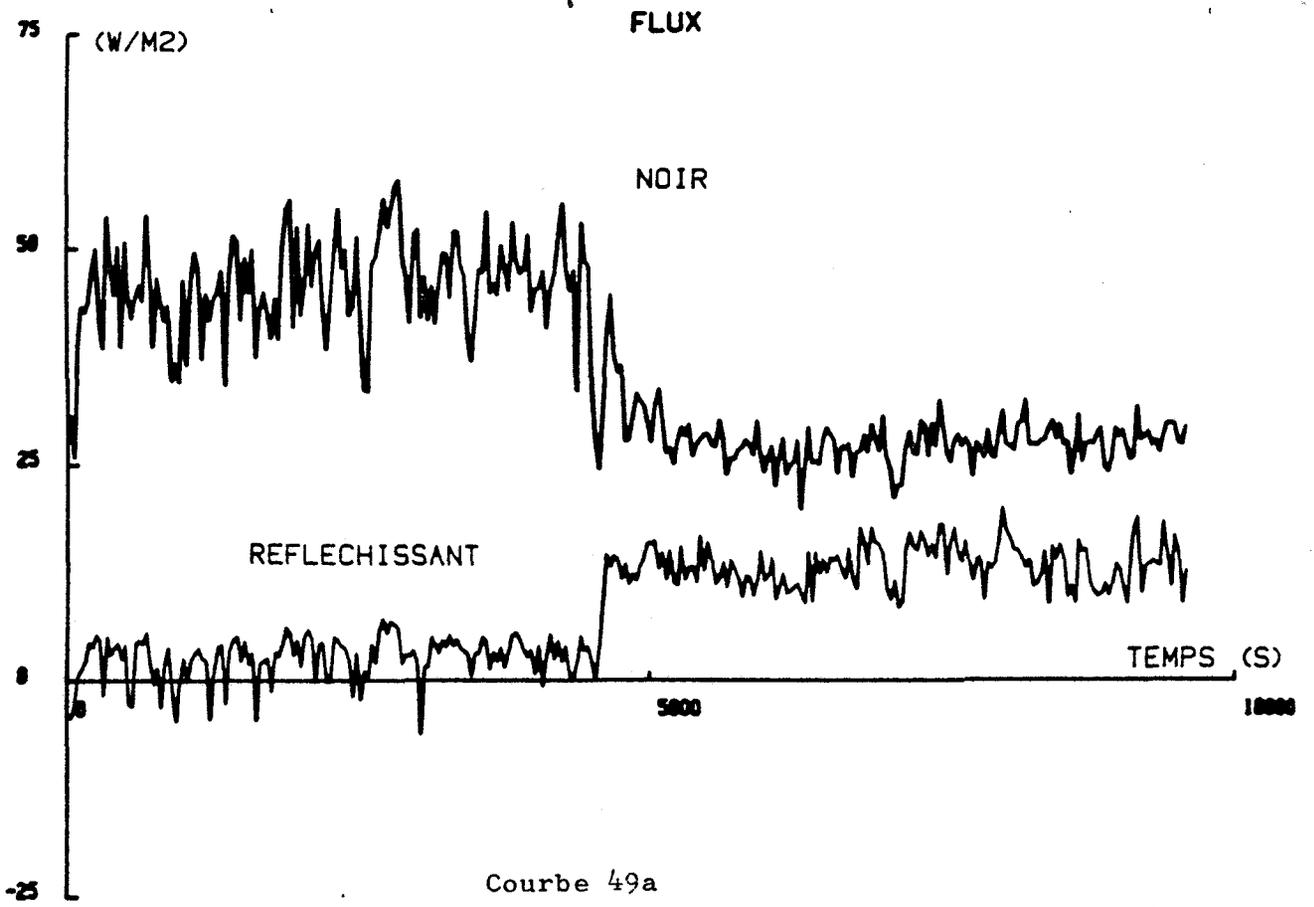


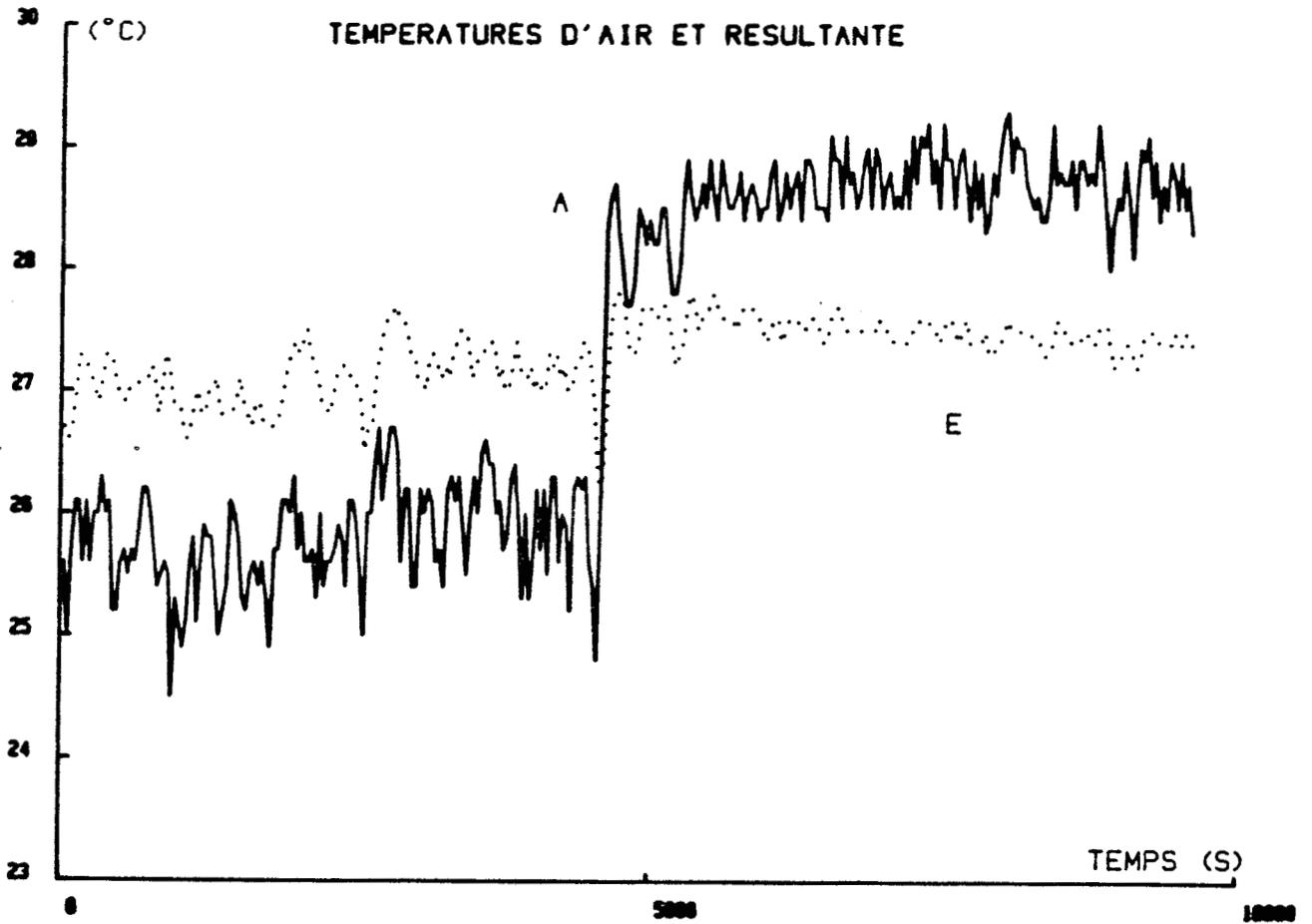
Courbe 48a



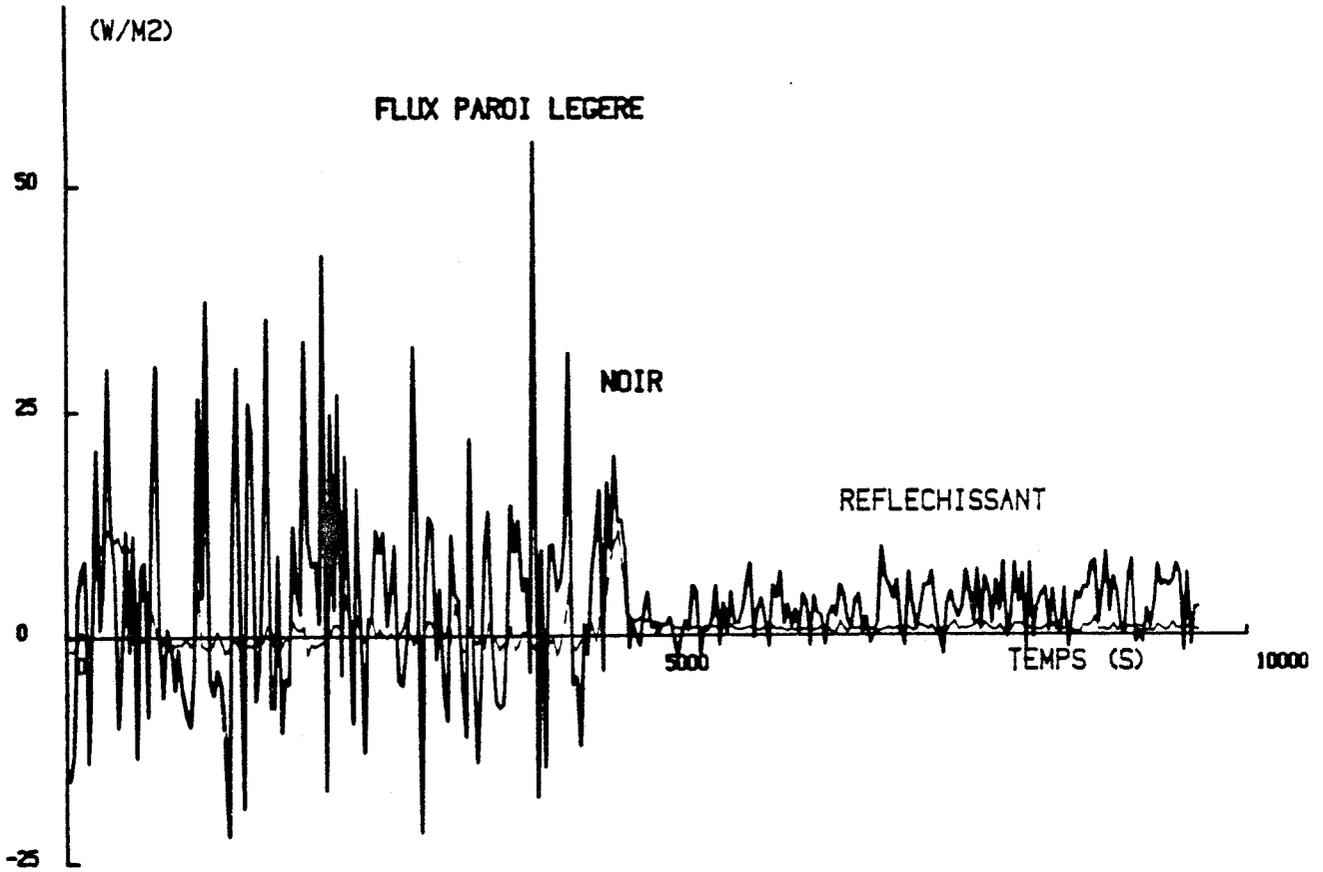
a 2) - Perturbations radiatives

Nous nous plaçons maintenant dans le cas où le chauffage du local est assuré par la source convective. Dans la première phase de l'essai (Courbes 49) une forte perturbation radiative est imposée de sorte que la composante radiative du flux "noir" mesuré est beaucoup plus importante que celle mesurée par le fluxmètre "reflechissant" les apports convectifs étant très faibles. La température résultante dans l'enceinte est maintenue constante supérieure à la température de l'air d'environ 1,5 °C. Dans la seconde phase on coupe l'alimentation électrique des panneaux ce qui provoque une chute du flux radiatif mesuré. La détection de cette variation par le système de régulation est quasi immédiate, celui-ci met alors en oeuvre une compensation de ces pertes énergétiques en augmentant les apports convectifs commandables. Ceux-ci induisent une forte augmentation de la température d'air qui devient supérieure à la température résultante (2,5°C) celle-ci étant maintenue constante. On voit bien ici l'intérêt pratique de ce concept de régulation par compensation.

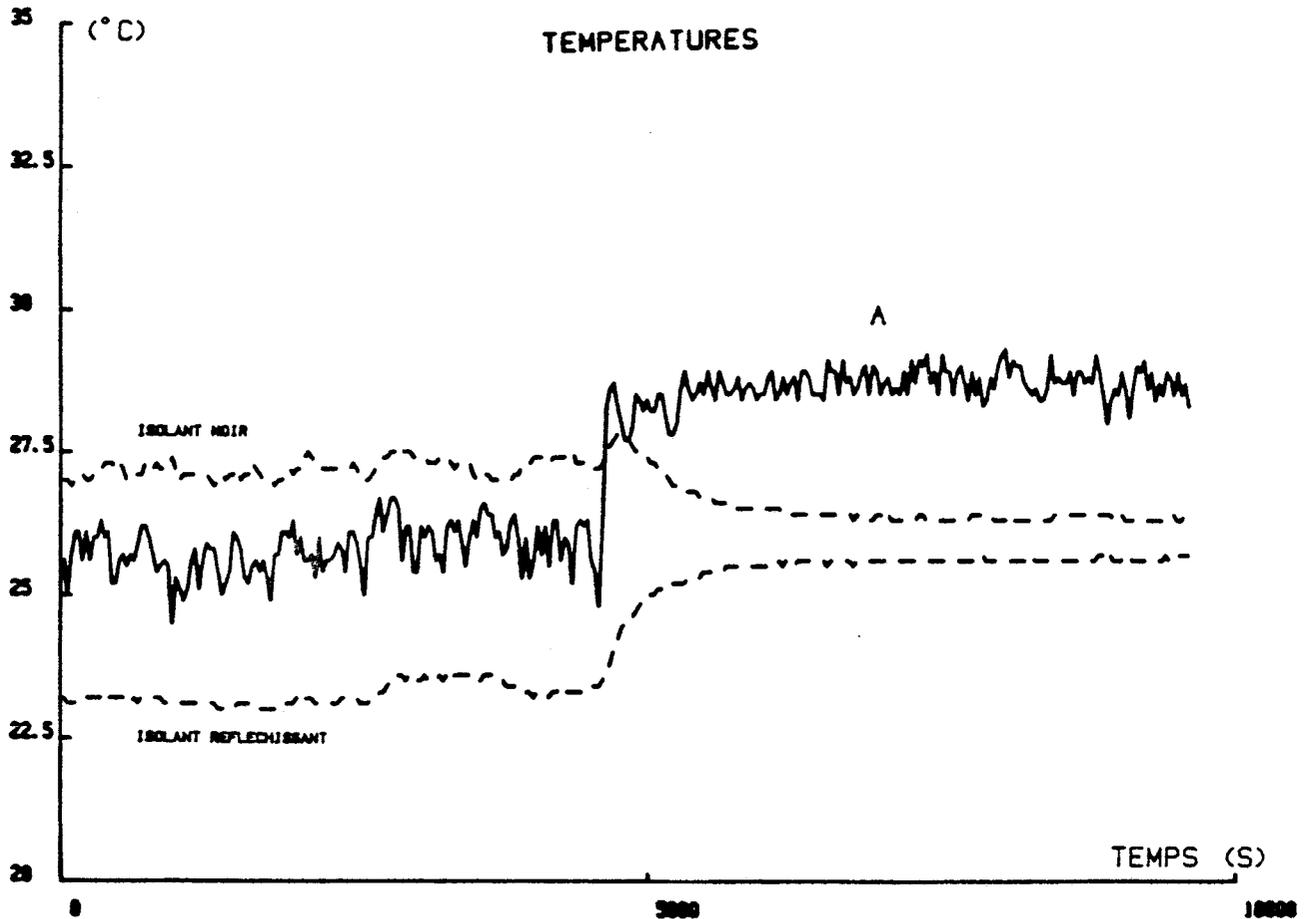




Courbe 49c



Courbe 49d



Courbe 49e

b) Contrôle de l'ambiance dans une pièce "réelle"

Dans cette partie nous nous intéressons au chauffage d'un local de type forte inertie. Cette pièce est en réalité une pièce d'environ 90 m³ chauffée radiativement par 4 panneaux radiants de 2 m² et dissipant chacun 1 Kw. Deux convecteurs électriques disposés contre les parois 1 et 2 (figure 50) font office de sources convectives. Aucun système de ventilation n'est utilisé.

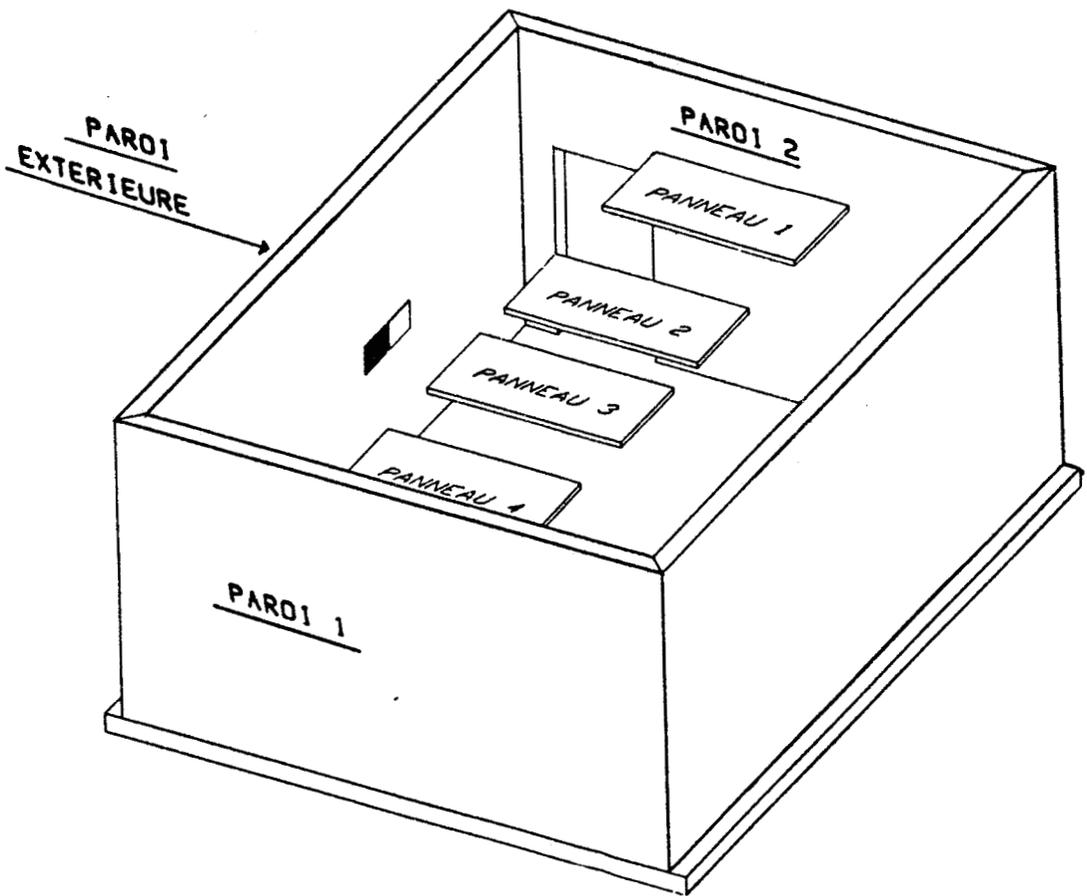
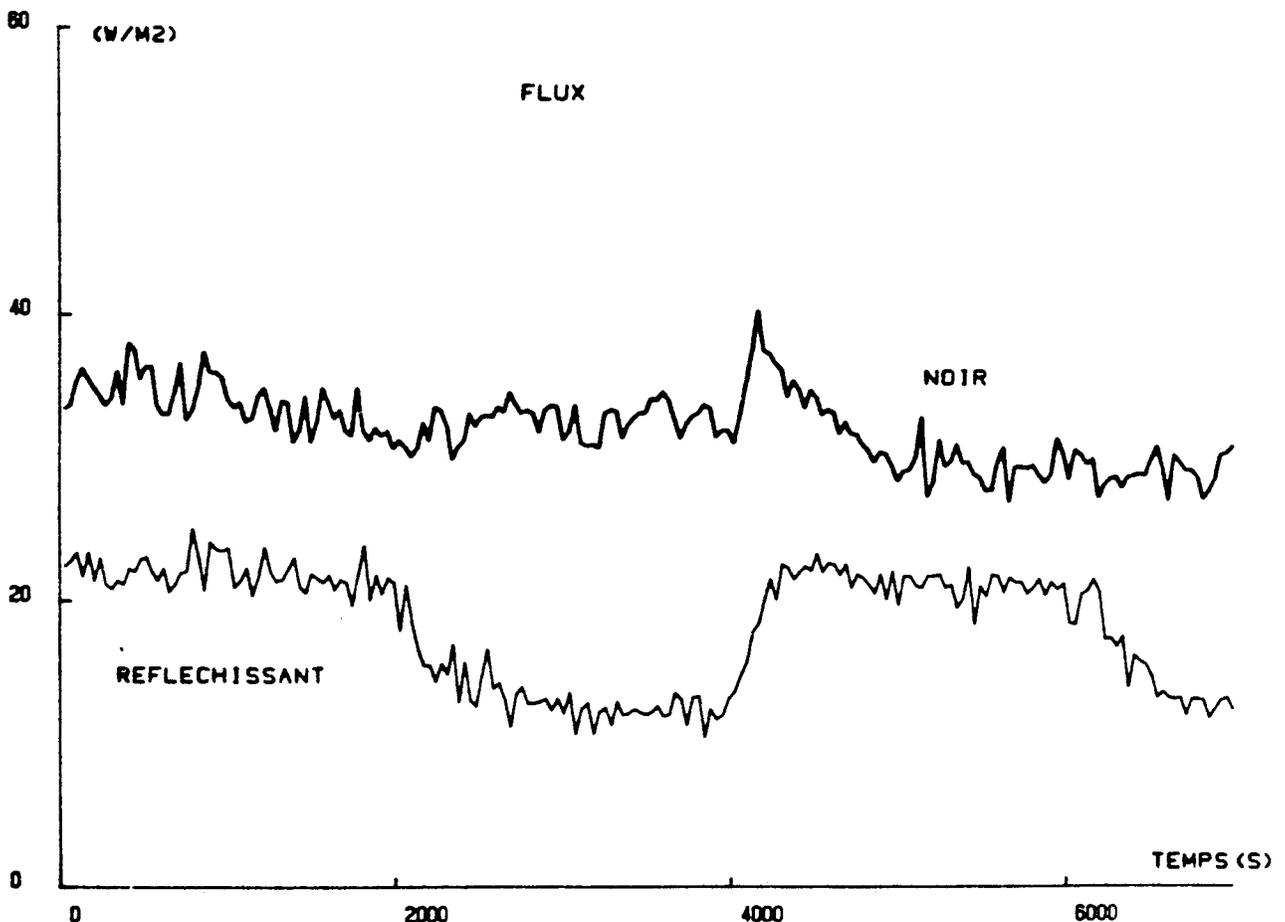


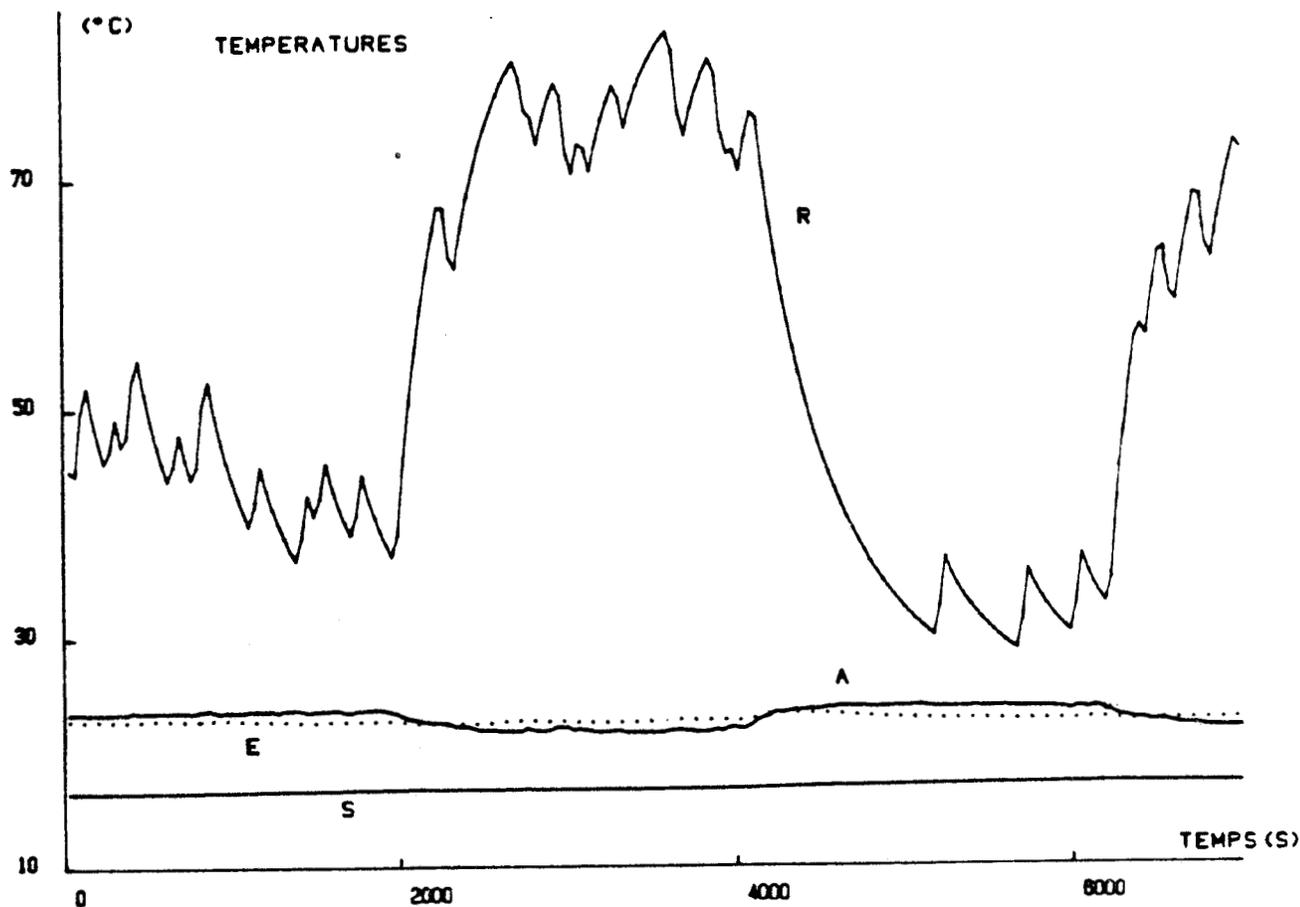
Figure 50 : Dispositif expérimental, pièce de forte inertie.

b 1) - Cas de perturbations convectives

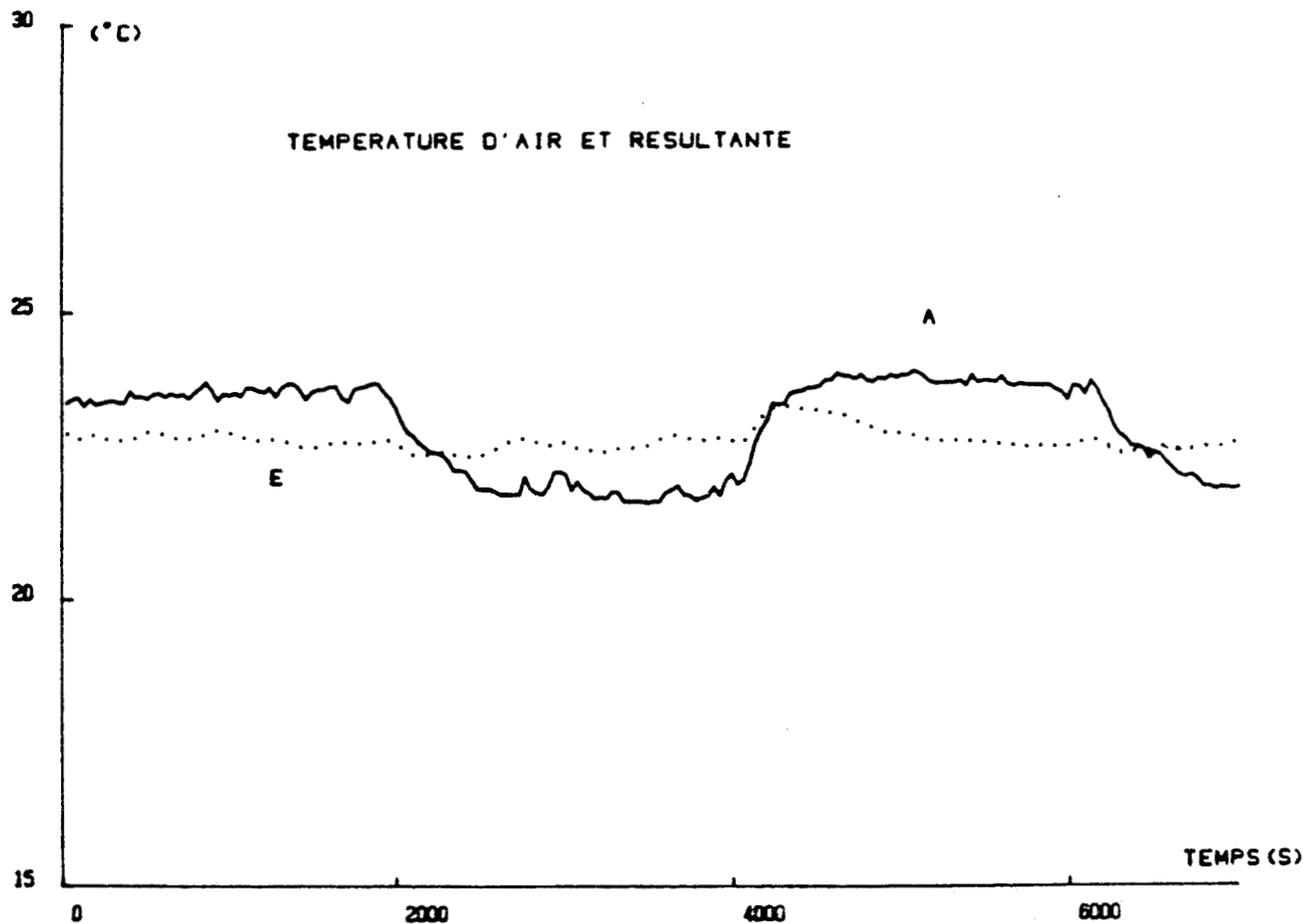
Dans cet essai (Courbes 51) nous nous plaçons dans le cas où les sources convectives sont alimentées aléatoirement. Afin de compenser ces perturbations, les panneaux radiants sont alimentés en tout ou rien par l'intermédiaire du système de régulation qui compare la valeur calculée de la Température Résultante à une valeur de consigne. L'essai présenté comporte plusieurs phases. Dans la première les convecteurs sont alimentés, la puissance radiative nécessaire au maintien des conditions de confort est faible et dans ce cas la valeur mesurée de la température de surface des panneaux est peu élevée. Dans cette phase la température d'air (A) est supérieure à la température résultante mesurée (E). Dans la suite de l'essai les apports convectifs sont modifiés en alimentant les convecteurs aléatoirement en tout ou rien. La température d'air oscille autour de la température résultante qui reste constante. En effet à chaque instant le système de régulation ajuste la valeur de la température radiante moyenne par l'intermédiaire des panneaux radiants de façon à maintenir constante les "conditions de confort" à l'intérieur du local.



Courbe 51a



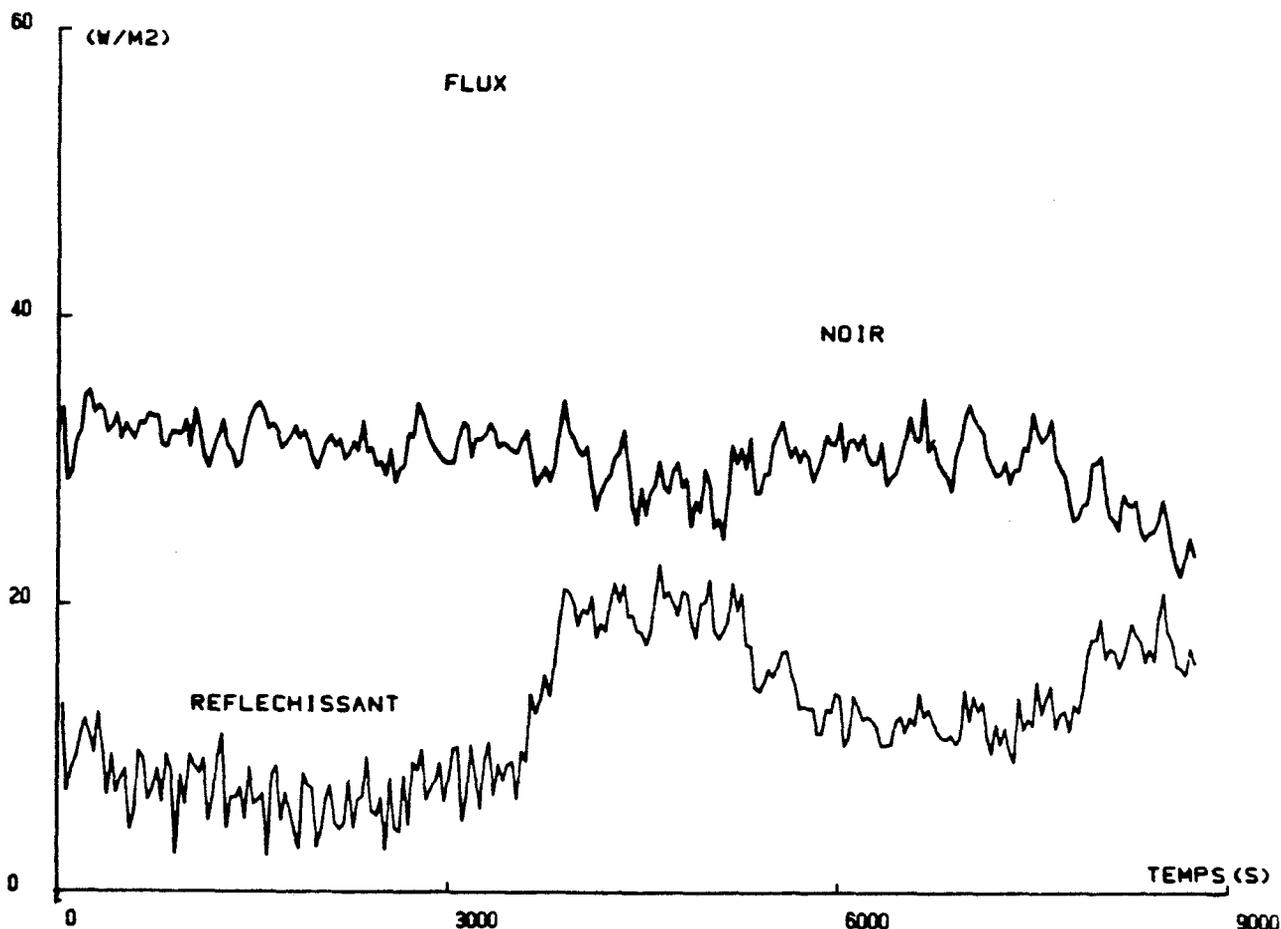
Courbe 51b



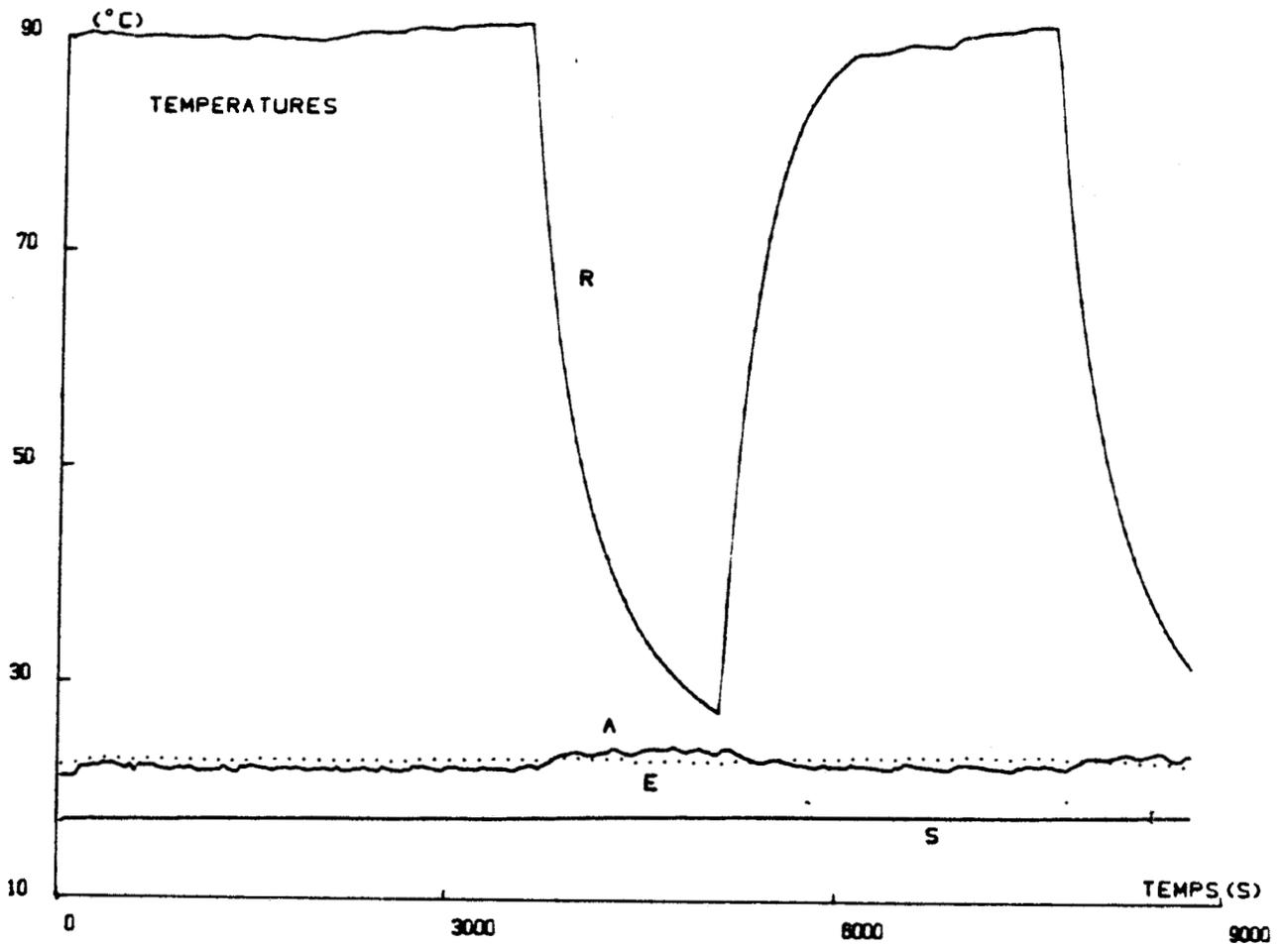
Courbe 51a

b 2) - Cas de perturbations radiatives

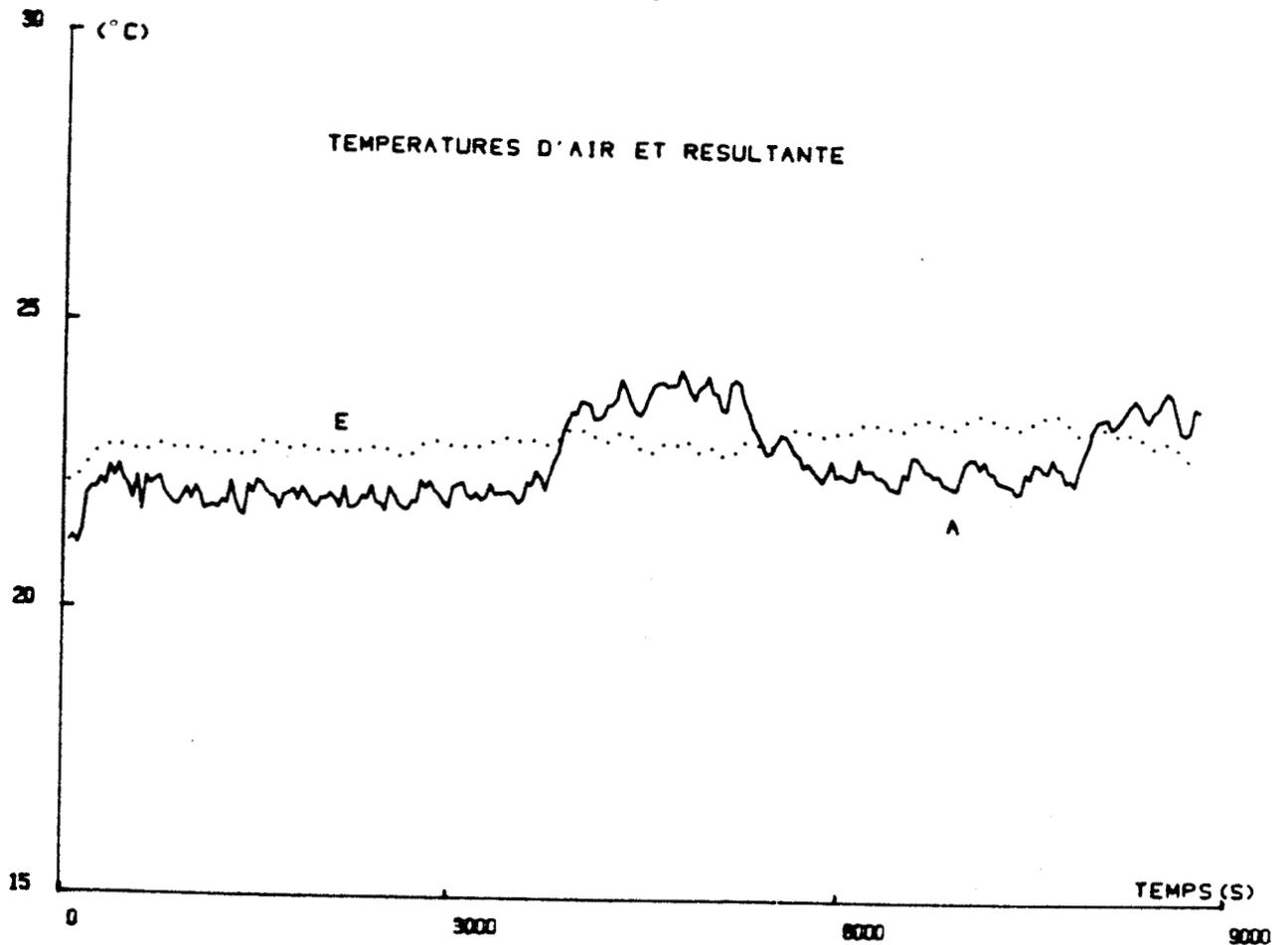
Dans cet essai (Courbes 52) les conditions expérimentales sont identiques à celles du précédent excepté en ce qui concerne le mode de chauffage choisi. Les sources convectives étant contrôlées et les sources radiatives considérées comme des perturbations. Au début de l'essai, les panneaux radiants sont alimentés en continu, la température d'air est alors inférieure à la température résultante. Ces apports radiatifs sont supprimés et on constate alors un ajustement de la température d'air qui devient supérieurs à (E). Ce contrôle par compensation est effectué tout au long de l'essai, pendant lequel la température résultante reste bien égale à sa valeur de consigne.



Courbe 52a



Courbe 52b

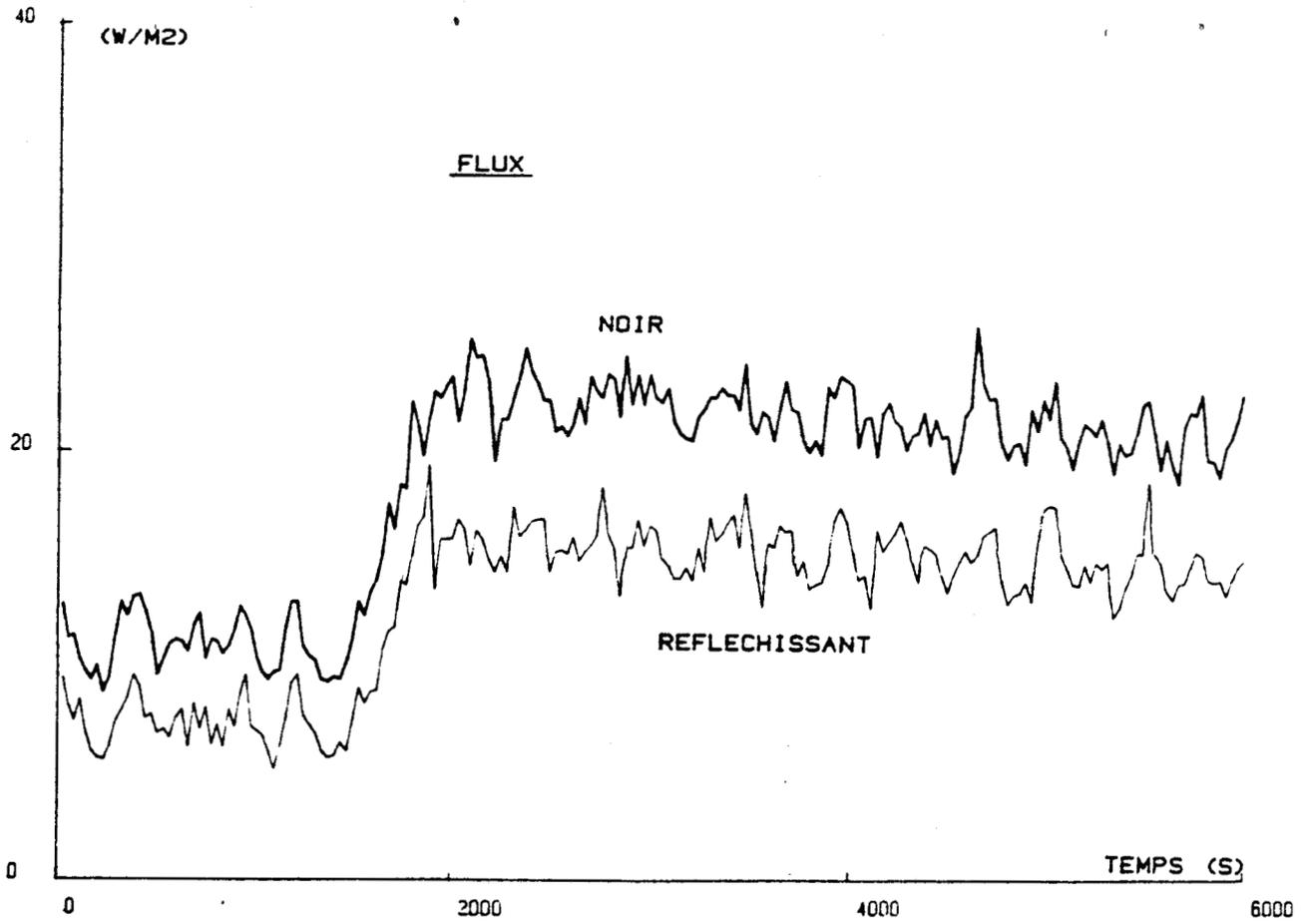


Courbe 52c

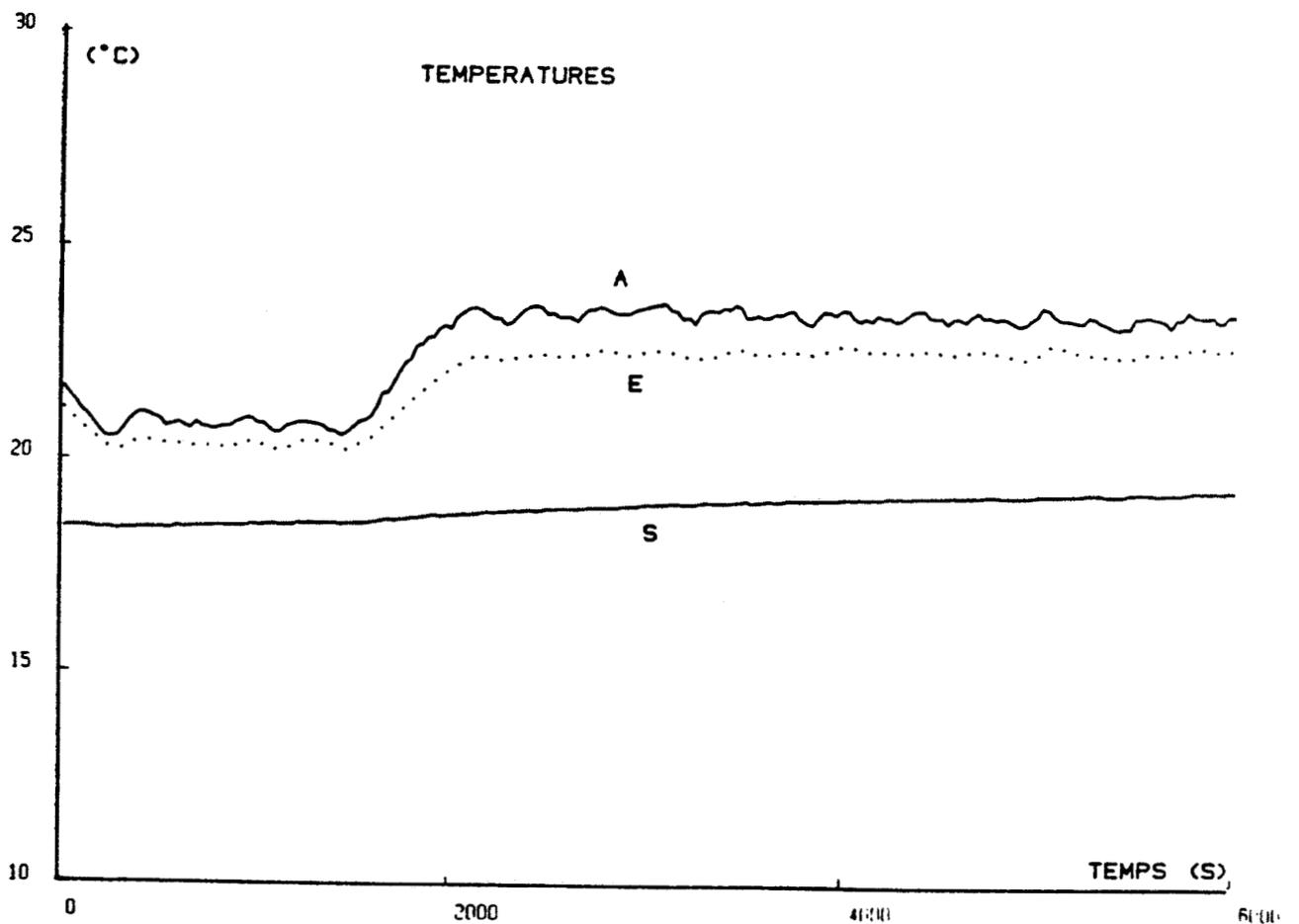
b 3) - Cas d'un changement de consigne

Tout système de régulation doit prendre en compte aussi rapidement que possible toute perturbation qui modifiera la valeur des paramètres à réguler. Le système doit également pouvoir répondre rapidement et précisément aux besoins des usagers et les performances en régime transitoire peuvent être représentés par la réponse à un changement de consigne. L'essai présenté (Courbes 53) est relatif à la commande des apports convectifs dans le local en fonction d'une consigne variable. Dans la première phase ($t = 0$) la valeur affectée à la consigne de température résultante est égale à $20,5^{\circ}\text{C}$. Le système réagit alors correctement en ajustant la valeur de (E) sur cette consigne. Dans une seconde phase on provoque une variation en échelon en modifiant brutalement la valeur de la consigne qui passe de $20,5$ à $22,5^{\circ}\text{C}$. Les résultats obtenus permettent de mettre en évidence les performances en régime transitoire du système. Il faut noter néanmoins que les consignes ont été choisies en fonction des apports énergétiques disponibles et des déperditions thermiques du local ce qui permettait au système de régulation d'agir sans problèmes de manque ou d'excès de puissance.

Cet essai est intéressant car représentatif de régimes transitoires courants dans l'habitat par exemple dans le cas d'une occupation intermittente. Néanmoins notre interprétation reste ici limitée à la réponse de la régulation en précision. En ce qui concerne le temps de réaction du système et le temps nécessaire au passage entre les deux consignes, une étude "automatique" approfondie des différents composants serait nécessaire ce qui permettrait la comparaison entre différents types de système. Nous nous limiterons dans les essais suivants à une comparaison qualitative de méthodes de régulation classiques utilisées dans des conditions quasi-identiques.



Courbe 53a

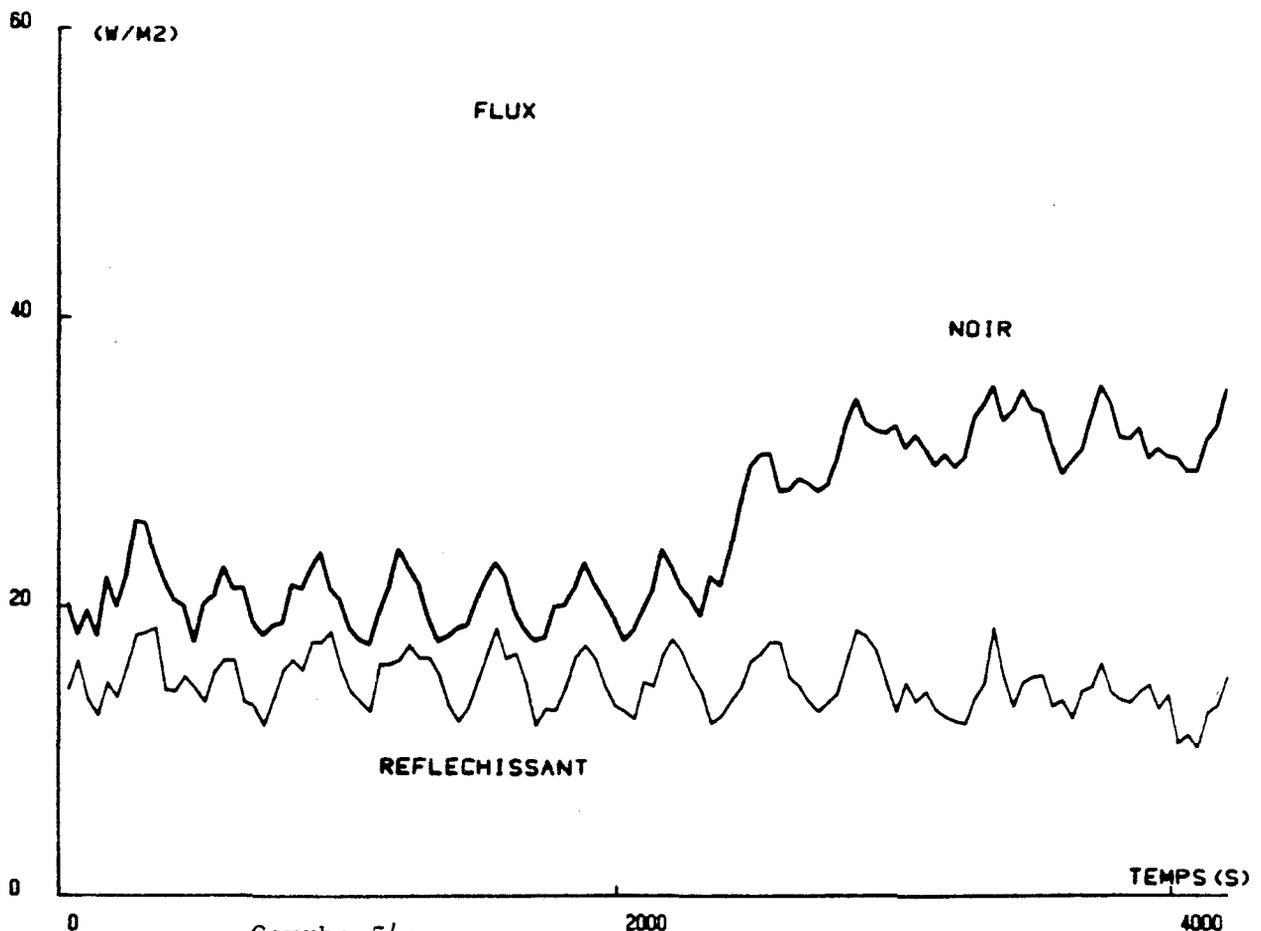


b 4) - Comparaison avec une régulation classique basée sur la mesure de la température d'air

Cet essai est présenté à titre de comparaison avec les essais précédents. On retrouve ici le contrôle classique par température d'air et l'essai présenté (Courbes 54) permet de mettre en évidence les faiblesses inhérentes à ce type de système. Les sources commandables sont ici convectives. Dans la première phase les panneaux radiants ne sont pas alimentés, la température d'air est maintenue constante en valeur moyenne mais il faut noter des variations d'amplitude non négligeable d'environ $+ 0,6^{\circ} \text{C}$. Ces variations sont dues essentiellement à l'inertie du système qui n'est pas prise en compte et au principe de mesure d'un paramètre intensif T_a . Le contrôle apparaît donc ici beaucoup moins précis que dans les essais précédents.

Dans la deuxième phase on provoque un "échelon" de température radiante en alimentant les quatre panneaux radiants. La température d'air reste bien constante en valeur moyenne égale à sa valeur de consigne. Les sources convectives étant alimentées moins souvent dans cette phase du fait des apports énergétiques radiatifs supplémentaires on peut constater une augmentation de la période de variation de T_a autour de sa valeur moyenne. L'amplitude de cette variation reste quasiment la même. Enfin la remarque essentielle que l'on peut faire dans cette phase est que la température résultante varie fortement ($\approx 2^{\circ}\text{C}$) et donc que les conditions de confort ne sont pas maintenues constantes.

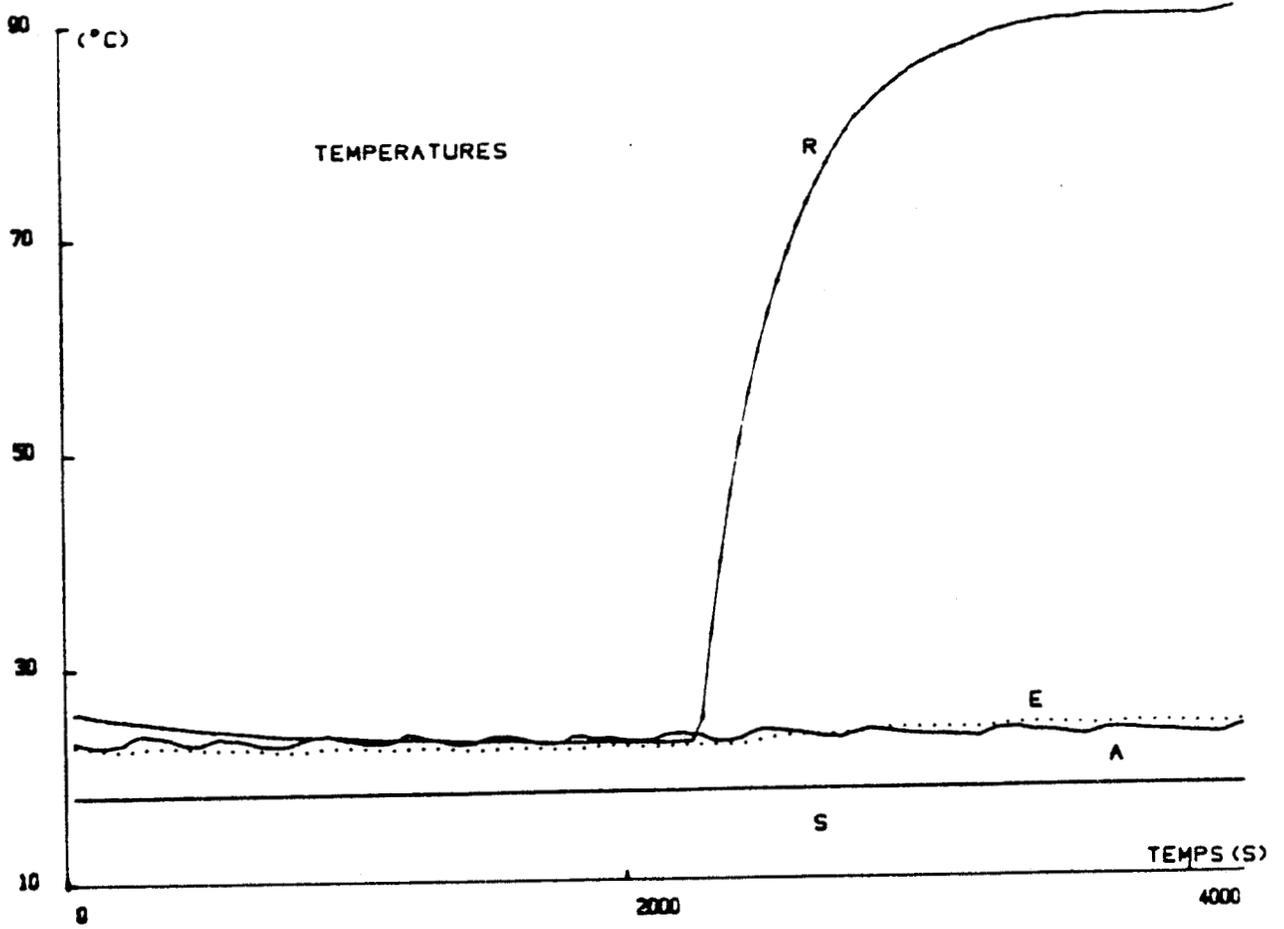
Ce résultat était prévisible mais doit tout de même être souligné. En effet, le contrôle par température d'air suppose que cette dernière est peu différente de la température radiante moyenne, hypothèse qui ne tient pas compte des apports du type solaire par exemple qui souvent ne sont pas négligeables.



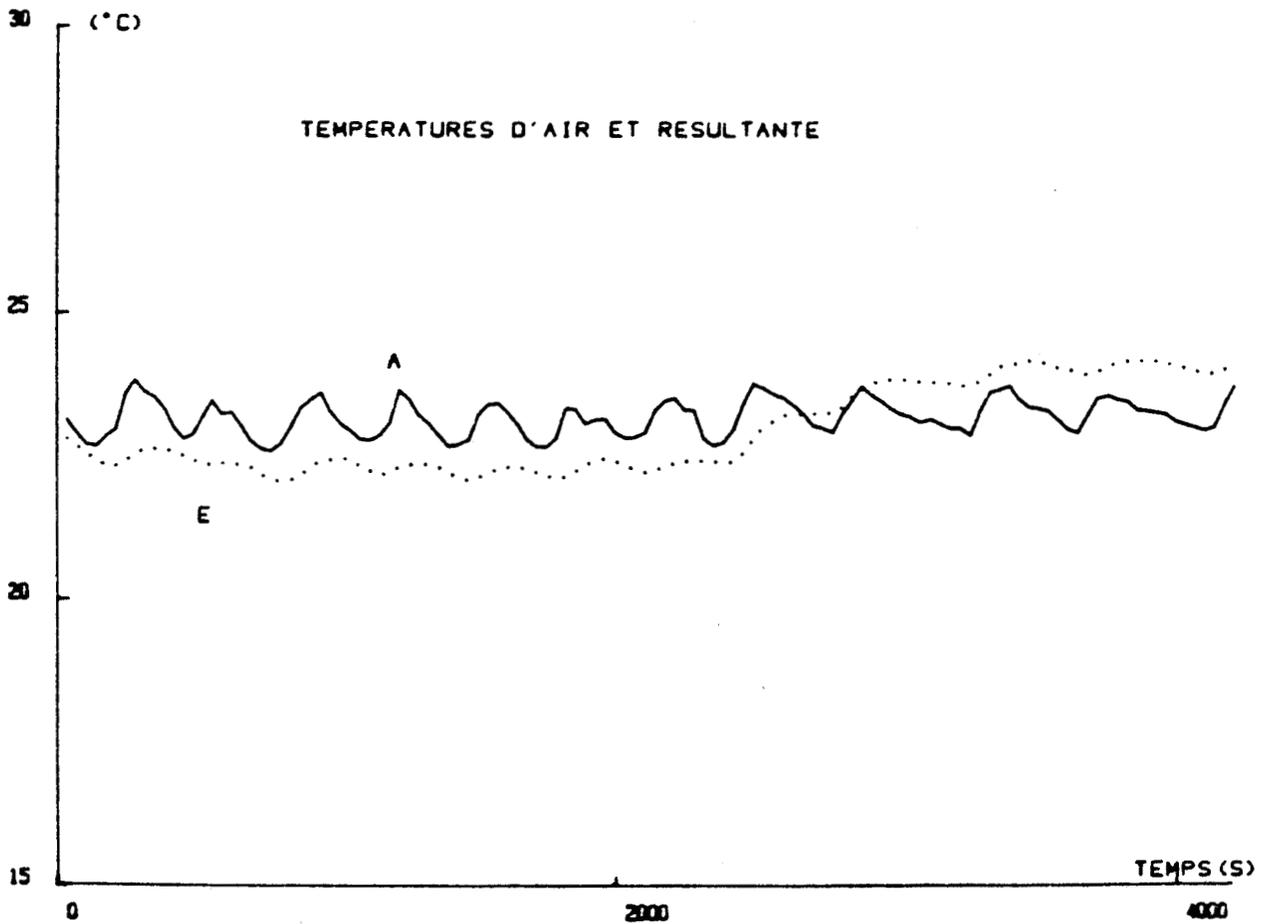
Courbe 54a

2000

4000



Courbe 54b

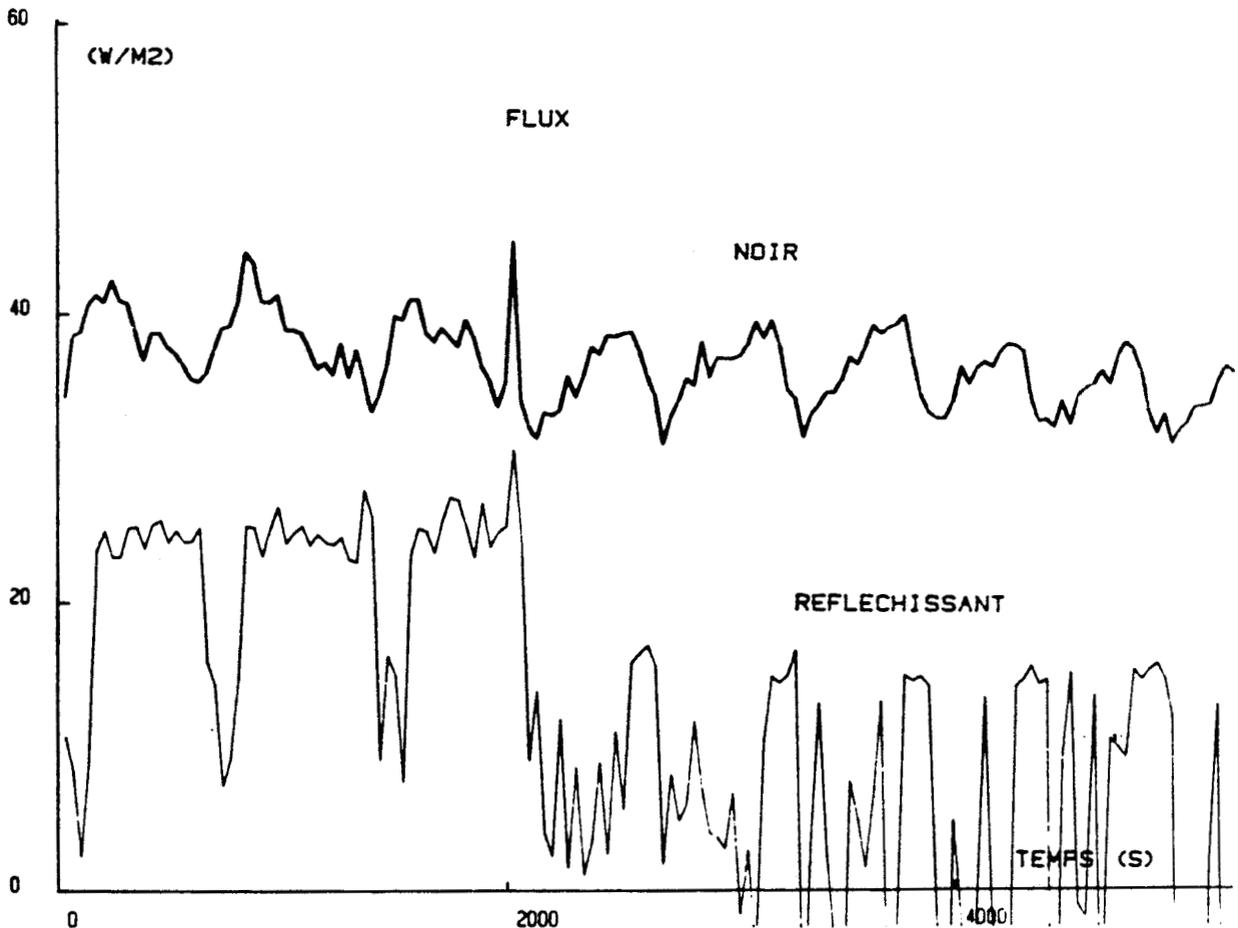


Courbe 54c

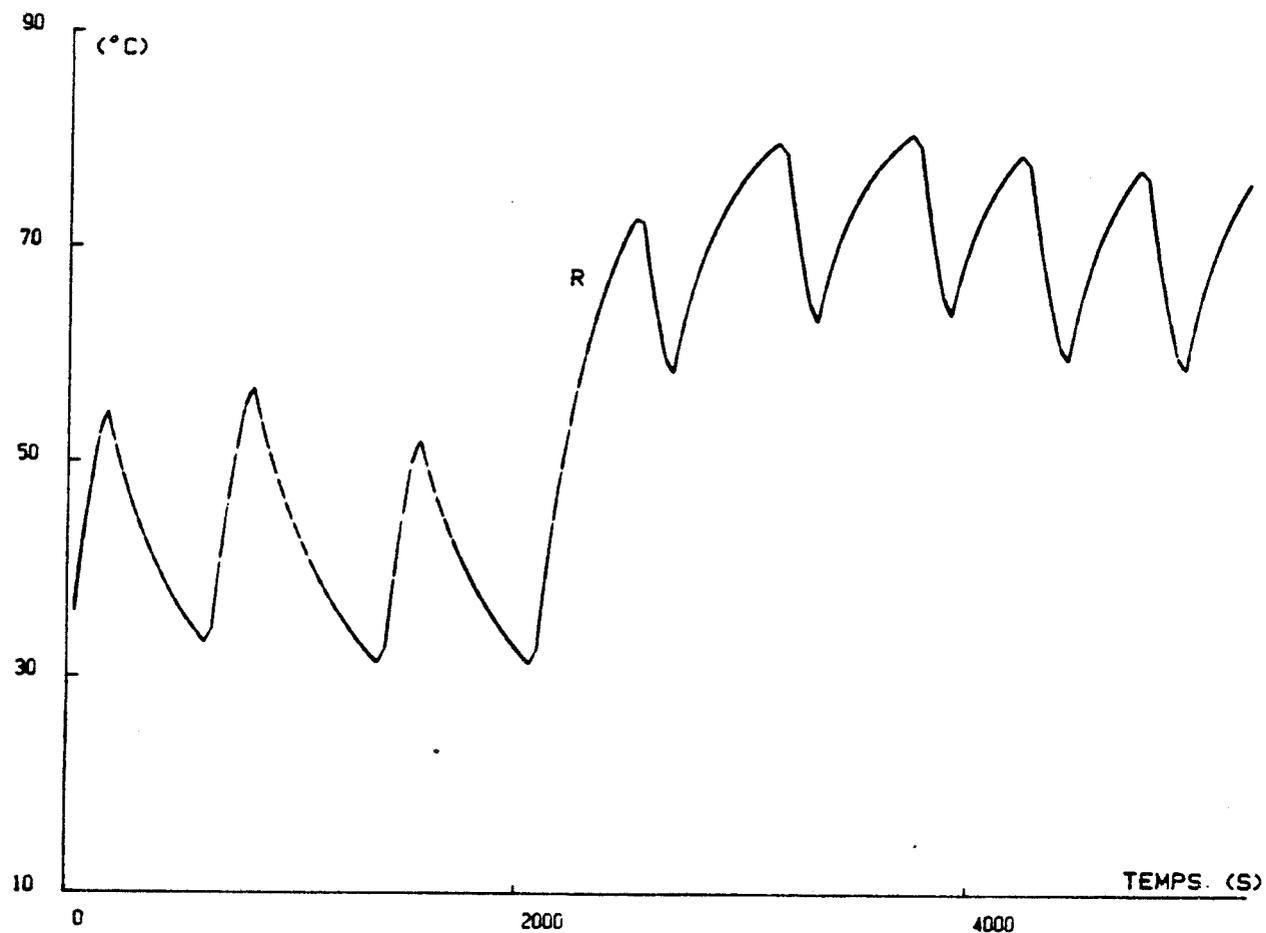
b 5) - Cas d'un contrôle basé sur la mesure de la température résultante.

Le but de ce dernier essai (Courbes 55) est de mettre en oeuvre un contrôle de la température résultante au centre du local par une mesure directe de celle-ci au centre d'une sphère noire. Cet essai permet de comparer l'efficacité de la régulation à partir d'un paramètre intensif à celle basée sur la mesure de grandeurs extensives.

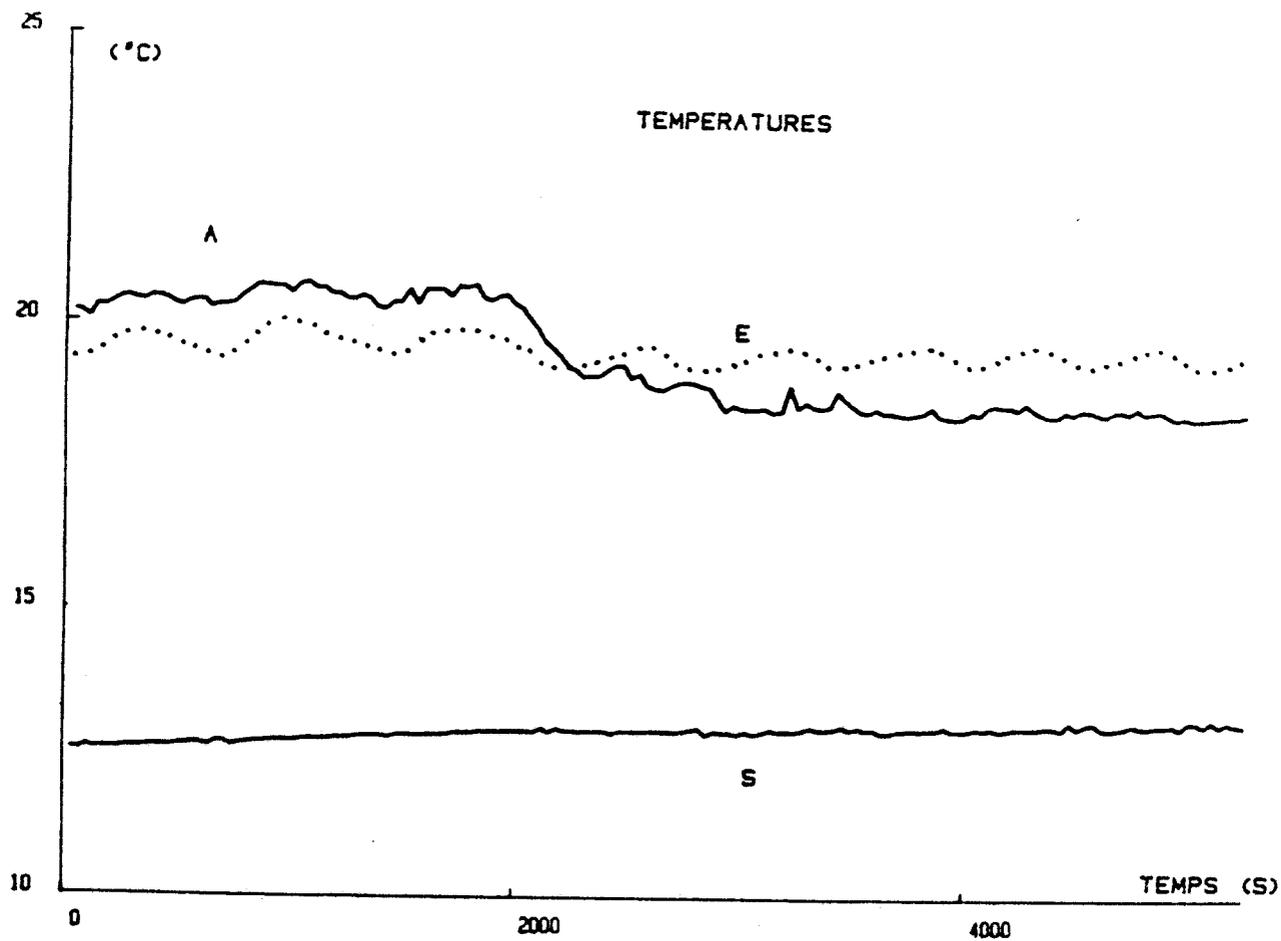
En valeur moyenne les résultats sont quasi-identiques mais il faut noter les variations d'amplitude non négligeables de température résultante autour de sa valeur moyenne. Ces phases de surchauffe et sous refroidissement étant dues pour l'essentiel à la non prise en compte de l'inertie du système.



Courbe 55a



courbe 55b



VI.4) CONCLUSION

Les résultats obtenus dans ce chapitre montrent que le concept de flux appliqué à la régulation apporte de nombreux avantages par rapport à une régulation classique.

Par définition la grandeur "flux thermique" (extensive) n'est jamais en retard en régime variable sur les variations des grandeurs intensives couplées que sont les températures. Un effet "d'anticipation" est donc possible qui permet de réguler à la limite sans véritable signal d'erreur. Le temps de réponse du système à toute perturbation étant très court, un régulateur très simplifié (type tout ou rien) peut être utilisé. Cela est possible du fait d'un des avantages essentiels de la contre réaction à base de flux thermique qui est de prendre en compte l'inertie du système et ainsi de limiter l'amplitude des variations de la grandeur à contrôler autour de sa valeur de consigne. Dans le cas du système habitat la mesure de la composante radiative du flux à la surface d'une paroi lourde de référence permet le contrôle précis de l'ambiance avec plusieurs avantages sur les régulations classiques :

Tout d'abord du fait de l'inertie de la paroi de référence qui donne une grande stabilité au système.

Le fluxmètre posé sur la paroi à une "vision" globale du local à chauffer ce qui donne un caractère intégral au flux radiatif mesuré qui dépend des températures de surfaces des parois du local, ceci contrairement aux références habituelles qui généralement sont des mesures "ponctuelles".

Enfin, le coefficient d'échange radiatif hr à la surface de la paroi de référence pouvant être considéré comme constant dans l'habitat, la mesure des variations de flux thermique permet d'évaluer précisément les variations de température radiante dans l'enceinte. On sait combien ce paramètre est important dans les échanges Ambiance - Individu et donc dans la notion de confort au sein d'un local.

L'ensemble de ces considérations montre bien tout l'avantage qu'il est possible de retirer de mesures de flux sur la surface des parois d'une enceinte.

C O N C L U S I O N

Ce travail a été développé de façon à montrer qu'il est possible de mesurer simplement les composantes radiatives et convectives du flux thermique à la surface d'une paroi opaque et d'utiliser ces mesures pour un contrôle optimal de l'ambiance thermique dans un local.

Cette étude repose sur de nombreux résultats expérimentaux. Ces derniers mettent en évidence la complexité liée à la représentation des échanges thermiques superficiels, en particulier convectifs. En effet nous avons pu observer une variation importante des coefficients d'échanges convectifs en fonction de la configuration expérimentale étudiée (position et nature des sources énergétiques, type de paroi et rapidité des sollicitations). Ces résultats importants posent le problème de la validité des hypothèses simplificatrices (linéarités, coefficients d'échange constants) utilisées dans les modèles de comportement thermique de bâtiment développés actuellement.

Notre approche expérimentale est également très riche en informations en ce qui concerne l'évolution en régime variable d'un local, le rôle des différents modes de transfert et leurs couplages. Dans ce contexte nous avons pu mettre en évidence un phénomène convectif lié à la présence de plafonds chauffants et produit par des variations d'apports convectifs. A notre connaissance ce phénomène n'avait jamais été observé dans un local d'habitation. Cet effet instationnaire a été étudié de manière phénoménologique et en appliquant les méthodes de traitement du signal à l'expression du bilan énergétique du plafond chauffant.

Enfin dans la dernière partie de ce travail nous avons montré comment les mesures fluxmétriques à la surface d'une paroi peuvent être utilisées afin de caractériser et de contrôler de manière instantanée l'ambiance thermique dans un local. Cette approche est validée expérimentalement en proposant une méthode originale de contrôle optimal du système habitat. Celle-ci est comparée à des systèmes de régulation classiques. Les résultats obtenus mettent en évidence l'efficacité de la méthode proposée, basée sur la mesure simultanée du flux radiatif et de la température à la surface d'une paroi lourde de référence.

Les avantages essentiels de cette méthode sont :

- la prise en compte de l'inertie de l'enveloppe grâce à la mesure en temps réel de la température de surface de la paroi "lourde" de référence.
- la détection de perturbations aléatoires par la mesure de la composante radiative du flux à la surface de la paroi de référence
- la prise en compte de l'aspect radiatif de l'ambiance, important du point de vue du confort thermique.
- un intérêt pratique très important lié à l'utilisation de régulateurs classiques (type tout ou rien) que l'on transforme en contrôleurs prenant en compte la constante de temps du système habitat et permettant ainsi le contrôle optimal du niveau de confort.

Ce travail constitue une première étape et demande à être poursuivi dans différents domaines en particulier :

- la régulation du confort thermique dans différentes configurations inertielles et dans des conditions réelles de fonctionnement. Une étude "automatique" approfondie de la méthode proposée serait certainement intéressante.

- une étude théorique et expérimentale du déséquilibre thermodynamique entre les parois d'un local et l'air ambiant. Les mesures de flux semblent adaptées à ces problèmes et permettraient sans doute de mieux comprendre les effets auto-régulants des transferts énergétiques par rayonnement (parois lourdes - parois légères) et convection (stratification, gradient de température, transport d'énergie).

ANNEXE I

FONCTIONS DE CORRELATION

1) INTRODUCTION

Les signaux observés expérimentalement sont souvent très complexes et il est difficile d'estimer quantitativement leurs relations d'interdépendance uniquement à partir de leur évolution temporelle.

Le traitement numérique des données brutes est souvent nécessaire et en particulier l'utilisation des fonctions de corrélation permet d'obtenir réellement une information quantitative sur la relation de dépendance entre les grandeurs (25, 26).

2) FONCTION D'AUTOCORRELATION

Soit un signal déterministe ou aléatoire $x(t)$, sa fonction d'autocorrélation est définie par la relation :

$$R_{XX}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t-\tau) dt$$

Cette fonction décrit la mémoire statistique du processus $x(t)$, elle permet d'exprimer quantitativement la relation de dépendance entre les valeurs définissant le processus à un moment donné et les valeurs définissant le même processus à des instants précédents :

Propriétés :

$$R_{XX}(\tau) = R_{XX}(-\tau)$$

$$R_{XX}(0) = \overline{x^2(t)}$$

$$|R_{XX}(\tau)| \leq R_{XX}(0)$$

$$R_{XX}(\infty) = (\overline{x(t)})^2$$

R_{XX} est donc une fonction paire dont le maximum se situe à l'origine et est égale à la valeur quadratique moyenne (ou puissance moyenne) du signal $x(t)$.

3) FONCTION D'INTERCORRELATION

Soit deux signaux déterministes ou aléatoires $x(t)$ et $y(t)$. Leur fonction d'intercorrélation est définie par

$$R_{YX}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T y(t) \cdot x(t-\tau) dt$$

Cette relation exprime la dépendance statistique entre deux phénomènes. Quand $R_{yx}(\tau) = 0$, les deux processus $x(t)$ et $y(t)$ ne sont pas corrélés. L'abscisse du maximum de la fonction correspond au "retard" moyen introduit par le système.

4) APPLICATIONS

Les fonctions de corrélation permettent de résoudre de nombreux problèmes expérimentaux :

- détection et extraction de signaux noyés dans du bruit
- identification des systèmes linéaires
- obtention de densités spectrales. ($R_{xx}(0) = \overline{x^2(t)}$)

4.1)- Elimination du bruit

Le traitement par corrélation permet l'élimination du bruit superposé à un signal. Cette propriété fondamentale des fonctions de corrélation permet le traitement précis de mesures réalisées in-situ.

Considérons un signal $x(t)$ résultant de la superposition d'un bruit $b(t)$ et du signal "utile" $u(t)$. La fonction d'autocorrélation de $x(t)$ s'écrit :

$$R_{xx}(\tau) = R_{uu}(\tau) + R_{ub}(\tau) + R_{bb}(\tau) + R_{bu}(\tau)$$

Le bruit $b(t)$ peut être supposé indépendant du signal $u(t)$, dans ces conditions ces deux grandeurs ne sont pas corrélées, les fonctions $R_{bb}(\tau)$ et $R_{ub}(\tau)$ sont donc nulles quelque soit la valeur de

De même la fonction d'autocorrélation du bruit, $R_{bb}(\tau)$ tend vers zéro lorsque τ augmente. En effet le bruit peut être considéré comme aléatoire centré, on peut toujours trouver T_M telle que $|R_{bb}(\tau)| \leq \epsilon$ pour $|\tau| > T_M$ (T_M dépendant des caractéristiques du bruit). On obtient donc finalement

$$R_{xx}(\tau) = R_{uu}(\tau).$$

4.2) - Identification de systèmes linéaires

L'identification des systèmes linéaires par fonction de corrélation est basée sur l'équation de Wiener-Hopf qui relie la fonction d'intercorrélation entre l'entrée et la sortie du système linéaire et la fonction d'autocorrélation de l'entrée.

Considérons un système linéaire qui, soumis à un signal d'entrée (ou sollicitation) $x(t)$, fournit un signal de sortie (ou réponse) $y(t)$.

La fonction d'intercorrélation s'écrit :

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) y(t+\tau) dt$$

La sortie du système est reliée à l'entrée par l'intégrale de convolution

$$y(t) = \int_0^{\infty} h(u) x(t-u) du$$

où h désigne la réponse impulsionnelle du système.

En remplaçant $y(t)$ dans l'expression de $R_{xy}(\tau)$ on obtient :

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \left[x(t) \int_0^{\infty} h(u) x(t+\tau-u) du \right] dt$$

qui devient en modifiant l'ordre d'intégration.

$$R_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(u) \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t+\tau-u) dt \right] du$$

en remarquant que l'expression entre crochets est celle de la fonction d'autocorrélation du signal $x(t)$, il vient :

$$R_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(u) \cdot R_{xx}(u-\tau) du$$

Cette intégrale de convolution appelée équation de Wiener-Hopf exprime la fonction d'intercorrélation $R_{yx}(t)$ comme la sortie d'un système de réponse impulsionnelle $h(t)$ soumis à une sollicitation d'entrée $R_{xx}(t)$.

Remarque : Dans le cas où le signal d'entrée est un "bruit blanc" sa fonction d'autocorrélation prend la forme d'une impulsion de Dirac et dans ce cas on obtient la réponse impulsionnelle du système sans déconvolution

$$R_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(u) \cdot \delta(\tau - u) du = h(\tau)$$

4.3) - Décalage temporel

Les fonctions de corrélation peuvent être utilisées pour la mesure de retard, par exemple du décalage temporel existant entre une sollicitation appliquée à l'entrée d'un système linéaire et la réponse obtenue à la sortie de ce système.

Considérons par exemple un signal d'entrée $x(t) = u(t)$ et un signal de sortie résultant

$$y(t) = \alpha \cdot u(t - \psi) \quad \text{avec } \alpha = \text{cste}$$

Dans ce cas la fonction d'intercorrélation R_{yx} s'écrit :

$$R_{yx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \alpha \cdot u(t - \psi) \cdot u(t - \tau) dt$$

et par un changement de variable $\theta = t - \psi$ on obtient :

$$R_{yx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \alpha \cdot u(\theta) \cdot u(\theta + \psi - \tau) d$$

donc

$$R_{yx}(\tau) = R_{xx}(\psi - \tau)$$

La fonction $R_{xx}(\tau)$ étant à son maximum pour $\tau = 0$, le décalage temporel des maximums de R_{xx} et R_{yx} sera égal à ψ

Remarques : - Compte tenu de la simplicité des relations cette méthode est particulièrement intéressante pour l'exploitation de mesures utilisées in-situ.

- si le déphasage ψ est faible il est nécessaire d'utiliser les transformées de Fourier.

5) FONCTIONS TRANSITOIRES

Pour calculer les fonctions de corrélations de signaux "d'énergie finie" (ou transitoires) on utilise les définitions suivantes :

$$R_{xx}(\tau) = \int_{-T}^T x(t) x(t - \tau) dt$$

$$R_{yx}(\tau) = \int_{-T}^T y(t) x(t - \tau) dt$$

On n'opère plus ici de division par le temps d'intégration car l'intégrale du produit est convergente alors que la moyenne temporelle tend vers zéro si T augmente.

Dans notre travail nous avons à plusieurs reprises utilisés les fonctions de corrélation pour l'étude de variations de valeur moyenne de signaux entre deux phases. Dans chaque cas, on fixe l'origine des temps à l'instant de variation de la sollicitation, les signaux sont considérés comme nuls aux instants précédents de plus leur valeurs n'étant connus que sur une durée finie et en utilisant les propriétés de parité des fonctions de corrélation on représente celle-ci sur l'intervalle $(-\infty, 0)$

6) FONCTIONS PERIODIQUES

Cas d'un signal $x(t)$ de période T_1 .

$$R_{xx}(\tau) = \frac{1}{T_1} \int_{T_1/2}^{T_1/2} x(t) x(t - \tau) dt = \frac{1}{nT_1} \int_{\frac{nT_1}{2}}^{\frac{nT_1}{2}} x(t) x(t - \tau) dt$$

propriétés : Cette fonction est paire et maximale pour $\tau = 0$.

$R_{xx}(0)$ est égale au carré de la valeur efficace de la fonction $x(t)$.

De plus on montre en décomposant le signal $x(t)$ en série de Fourier que la fonction d'autocorrélation de $x(t)$ à même période que ce signal et contient toutes les fréquences de ce signal, celles-là seulement. Par contre la fonction de corrélation ne conserve pas la phase.

Enfin on montre que la fonction d'intercorrélation de deux signaux de même période T_1 est une fonction de période T_1 et que le déphasage entre deux signaux x et y est conservé par les fonctions de corrélation.

ANNEXE II

NOTIONS DE CONFORT THERMIQUE

INTRODUCTION

De nombreux travaux plus ou moins récents on montré que la seule mesure de la température d'air est insuffisante pour caractériser l'ambiance thermique ressentie par un être humain dans un local. Pourtant cette grandeur reste quasiment la seule référence utilisée dans la pratique pour le contrôle des systèmes de chauffage.

Le but de cette annexe est de présenter les paramètres essentiels du confort thermique et leur importance respective. La sensation de confort est différente pour chaque personne .Des travaux ont été fait sur un grand nombre d'individu ce qui a permis de déduire statistiquement les conditions optimales permettant de réduire le pourcentage d'insatisfaits.

Enfin nous justifierons l'utilisation de références simplifiées dans ce travail en fixant les limites de leur utilisation.

EQUATION DE CONFORT

La notion de confort thermique repose sur l'écriture du bilan des échanges thermiques se produisant entre un individu et son environnement. Celui-ci s'écrit sous la forme d'une équation d'équilibre thermique (27, 28).

$$S = M \pm W \pm R \pm C \pm K \pm E - RES$$

où S représente la quantité de chaleur stockée dans l'organisme

M le métabolisme de l'individu qui dépend de son activité

W le travail externe fournit par la personne

R les échanges thermiques par rayonnement

C les échanges thermiques par convection

K les échanges thermiques par conduction

E les pertes de chaleur par évaporation

RES les échanges thermiques respiratoires

L'équilibre thermique parfait de l'individu est atteint lorsque :

$$S = 0$$

Cette équation de bilan repose sur de nombreux paramètres caractéristiques de l'individu ou de son environnement. Globalement il est possible d'en dégager six sur lesquels il est possible d'agir relativement facilement afin de modifier l'un ou l'autre des échanges Individu-Enveloppe ceci de façon à contrôler les conditions de confort. Ces paramètres sont :

- tout d'abord propres à l'individu
 - le niveau d'activité, ACT , qui représente la quantité d'énergie produite par le corps humain
 - la résistance thermique des vêtements I_{clo}
- puis relatif à son environnement
 - la température de l'air, T_{air}
 - la température radiante moyenne T_{rm} qui représente la température des parois d'une enceinte fictive isotherme dans laquelle les échanges thermiques par rayonnement sont identiques à ceux se produisant entre l'homme l'enceinte réelle
 - la vitesse de l'air, V_{air}
 - le degré hygrométrique de l'air, H_{air} .

L'état de neutralité thermique d'un individu dans une enceinte dépend de ces six paramètres dont une infinité de combinaisons permet d'annuler le bilan S . Cependant, il est important de noter qu'il existe des limites pour chacun des paramètres au delà desquelles le bilan S pourrait s'annuler mais dans de mauvaises conditions de confort (29).

A partir de l'expression du bilan S , des six paramètres définis précédemment et en tenant compte de leurs limites de variation il est possible de définir une zone de confort optimal localisée dans un espace à six dimensions. La représentation de cette zone dans le plan (T_{air} , T_{rm}) paramétrée par les quatre autres paramètres montre que cette zone est principalement localisée dans l'espace T_{rm} T_{air} (14). Ce résultat met en évidence l'importance de l'aspect radiatif des ambiances.

Remarques : Il est important de noter que cette zone de confort peut être modifiée dans le cas où il existe des conditions d'inconfort local

- assymétrie de température radiante
- courant d'air
- sol, plafond trop froid ou trop chaud
- gradient vertical de température d'air trop important
- etc....

Enfin la notion de confort thermique repose également sur les caractéristiques individuelles de chaque personne. Il est pratiquement impossible de satisfaire tout le monde en même temps. Pour cela des études ont été faites sur un grand nombre d'individus qui ont permis de dégager deux paramètres statistiques qui permettent une représentation de la sensation de confort ressentie par un groupe d'individus.

On introduit tout d'abord le PMV qui donnera le Vote Moyen Prévisible d'un groupe d'individus pour la caractérisation d'une ambiance selon l'échelle psycho-physiologique suivante (28).

- | | |
|-----|------------------|
| + 3 | Chaud |
| + 2 | Tiède |
| + 1 | Légèrement tiède |
| 0 | Neutre |
| - 1 | Légèrement frais |
| - 2 | Frais |
| - 3 | Froid |

Cet indice PMV peut être déterminé à partir d'une équation faisant intervenir le bilan S calculé en fonction des 6 paramètres essentiels à la notion de confort et de résultats statistiques (27).

Il est donc possible (Figure 56) de déterminer le Pourcentage Prévisible d'insatisfaits, PPD, pour une ambiance donnée et modifier celle-ci de façon à respecter diverses normes qui fixent à 10% minimum la limite du pourcentage de personnes insatisfaites pour que l'environnement soit acceptable.

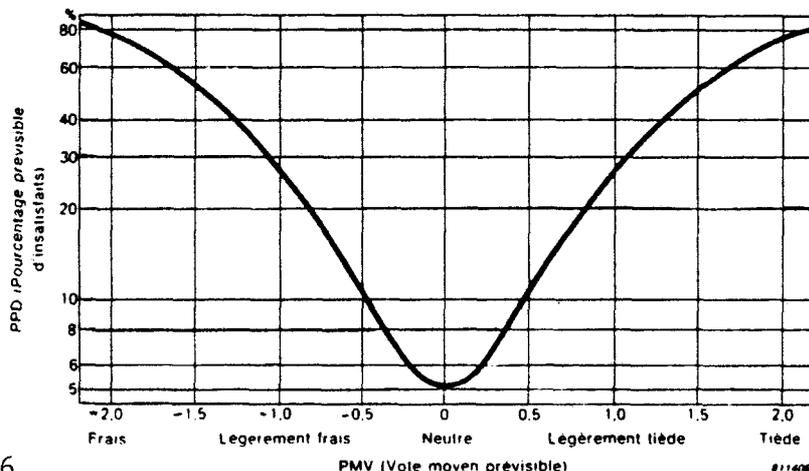


Figure 56

Relation entre PPD (Pourcentage prévisible d'insatisfaits) et PMV (Vote Moyen Prévisible) (28)

HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

Les résultats précédents ont montré que la définition d'une ambiance vis à vis de la notion de confort thermique était très complexe. Néanmoins celle-ci peut être simplifiée lorsque l'on s'intéresse à des conditions particulières, par exemple celles existant dans les pièces d'habitation de nos régions au climat tempéré. Certains paramètres ont alors peu d'influence.

Nous éliminerons dans notre cas les paramètres suivants :

- L'activité physique de l'occupant d'un local celle-ci étant habituellement peu élevée et peu variable
- La résistance thermique des vêtements, ceux-ci pouvant être facilement ajoutés ou retirés
- La vitesse de l'air, celle-ci est généralement faible dans les locaux d'habitation même ventilés.

En simplifiant l'écriture des échanges par évaporation directement liés au degré hygrométrique et si on étudie leur variation en fonction de la température résultante sèche T_{rs} et de H_{air} on montre (30) que ces échanges sont quasiment invariables pour un sujet faiblement actif et dans la gamme de température courante dans l'habitat. On peut donc dire que la température résultante sèche T_{rs} caractérise "totalement" un local vis à vis des échanges thermiques avec le corps humain.

MESURE DE LA TEMPERATURE RESULTANTE SECHE

Cette température dépend non linéairement de la température d'air et de la température radiante moyenne.

$$T_{rs} = \frac{hc T_a + hr T_{rm}}{hc + hr}$$

A partir de cette équation, de nombreuses expressions de T_{rs} sont proposées par différents auteurs (30, 31). Néanmoins pour de faibles vitesses d'air (0,1 m/s) et en simplifiant à l'extrême on a généralement :

$$T_{rs} = \frac{1}{2} (T_a + T_{rm})$$

Un thermomètre classique, à mercure par exemple, donne une indication représentative de la température de son bulbe. Celui-ci échange de l'énergie par rayonnement et par convection avec le local dans lequel il est placé et on montre (30) que sa température est très proche de la température de l'air.

Afin de modifier ces échanges on place le bulbe du thermomètre dans une enveloppe sphérique de 10 cm de diamètre, de très faible épaisseur et recouverte d'un revêtement non réfléchissant.

La sphère étant sensible de façon quasi-équivalente aux températures T_a et T_{rm} et le bulbe étant en équilibre thermique avec celle-ci, on peut considérer que la valeur lue sur le thermomètre est représentative de T_{rs} .

En conclusion, on peut dire que la mesure de la température résultante au centre d'une sphère noire placée dans un local donne une bonne appréciation du confort thermique.

Dans le cas où la caractérisation de l'ambiance nécessite une détermination plus précise des paramètres de confort, il existe de nouveaux appareils (28) qui permettent de calculer les valeurs des coefficients PMV et PPD. Ceux-ci disposent d'une sonde dont la forme est étudiée afin d'être représentative du corps humain. La température de surface de la sonde est réglée afin de rester constante, la puissance électrique fournie étant caractéristique des échanges Sonde-Environnement. L'utilisation d'une telle sonde est envisagée pour les développements ultérieurs du travail présenté ici.

A N N E X E III

Linéarité des transferts radiatifs

et

Estimation de la "Température de confort"

1) - Introduction

Le but de cette annexe est d'évaluer l'erreur commise en estimant la valeur de la température de confort à l'intérieur du local expérimental. Erreur liée en particulier à l'hypothèse de linéarité des transferts radiatifs et à la position géométrique des capteurs de flux par rapport au centre de la pièce et aux panneaux radiants.

Deux couples de fluxmètres sont étudiés dans les conditions suivantes (Figure 57).

- la température de la surface de référence (1 ou 2) est fixée à 15°C. Dans le même temps toutes les autres parois sont à une même température T_{sm} , constante égale à 17,5°C puis 20°C et enfin 22,5°C. La variable choisie est la température des panneaux qui varie entre 20 et 40°C.

Ces températures ont été choisies en fonction du local étudié (forte inertie) et de façon à rester dans des conditions réalistes de recherche de confort (assymétrie limitée de température radiante).

2) Calcul des flux radiatifs

Le flux radiatif échangé par la paroi de référence avec son environnement se décompose en deux composantes. L'une représentative des échanges avec les panneaux radiants, l'autre des échanges avec les autres parois. On a

$$\phi_{ri} = A \quad F_{s1m} (T_{sm}^4 - T_{s1}^4) \\ + B \quad F_{s1pan} (T_{pan}^4 - T_{s1}^4)$$

où : ϕ_{ri} est la densité de flux radiatif échangée par les fluxmètres de la paroi de référence i et son environnement

T_{s1} la température de surface de la paroi i

T_{pan} la température de surface des panneaux radiants supposés isothermes

A, B des coefficients de rayonnement

F_{s1pan} et F_{s1m} des coefficients de forme

ici $F_{s1pan} = 0,073$
 $F_{s2pan} = 0,12$

Les flux radiatifs calculés sont représentés dans les deux cas envisagés, courbes 58.

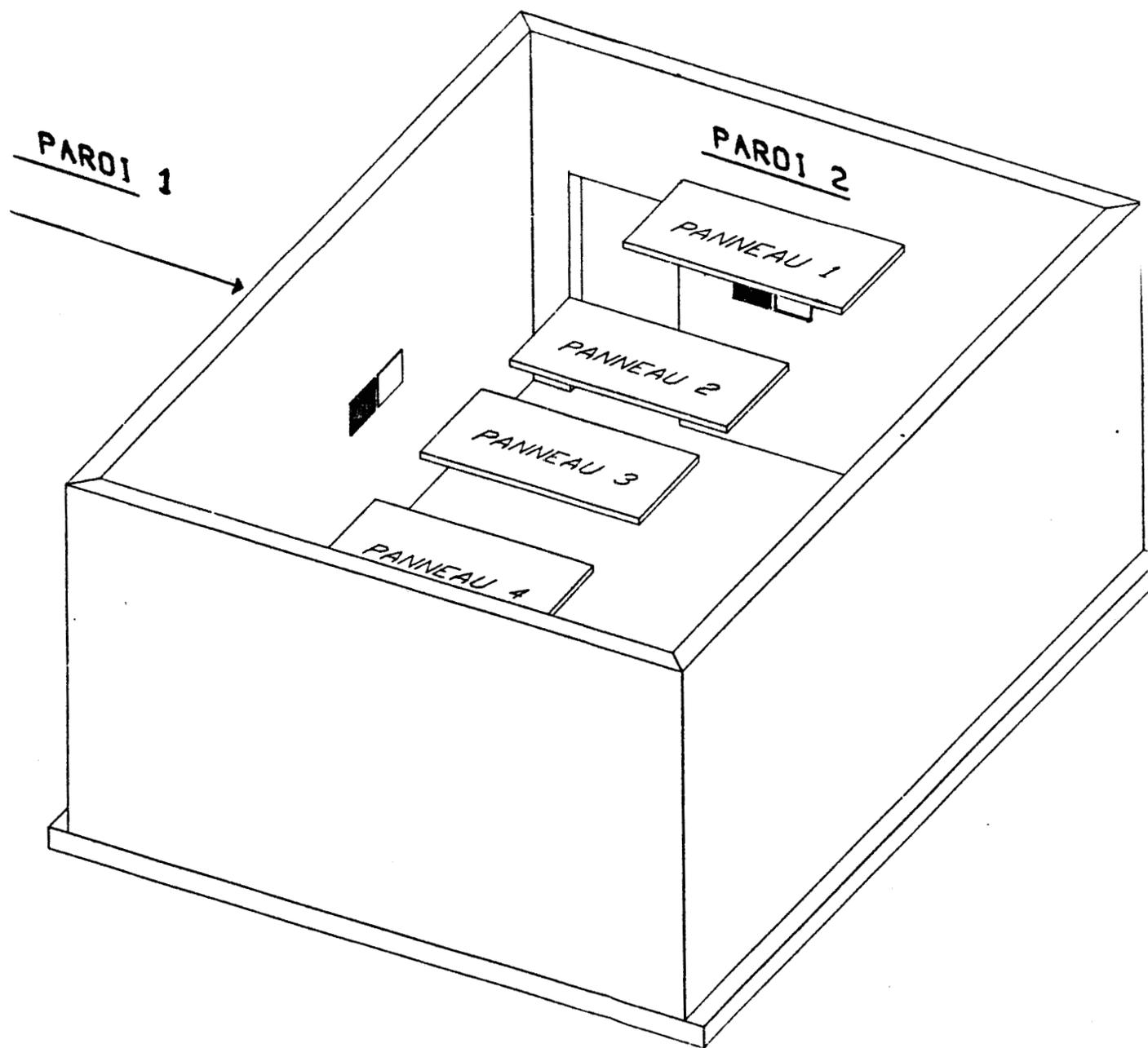
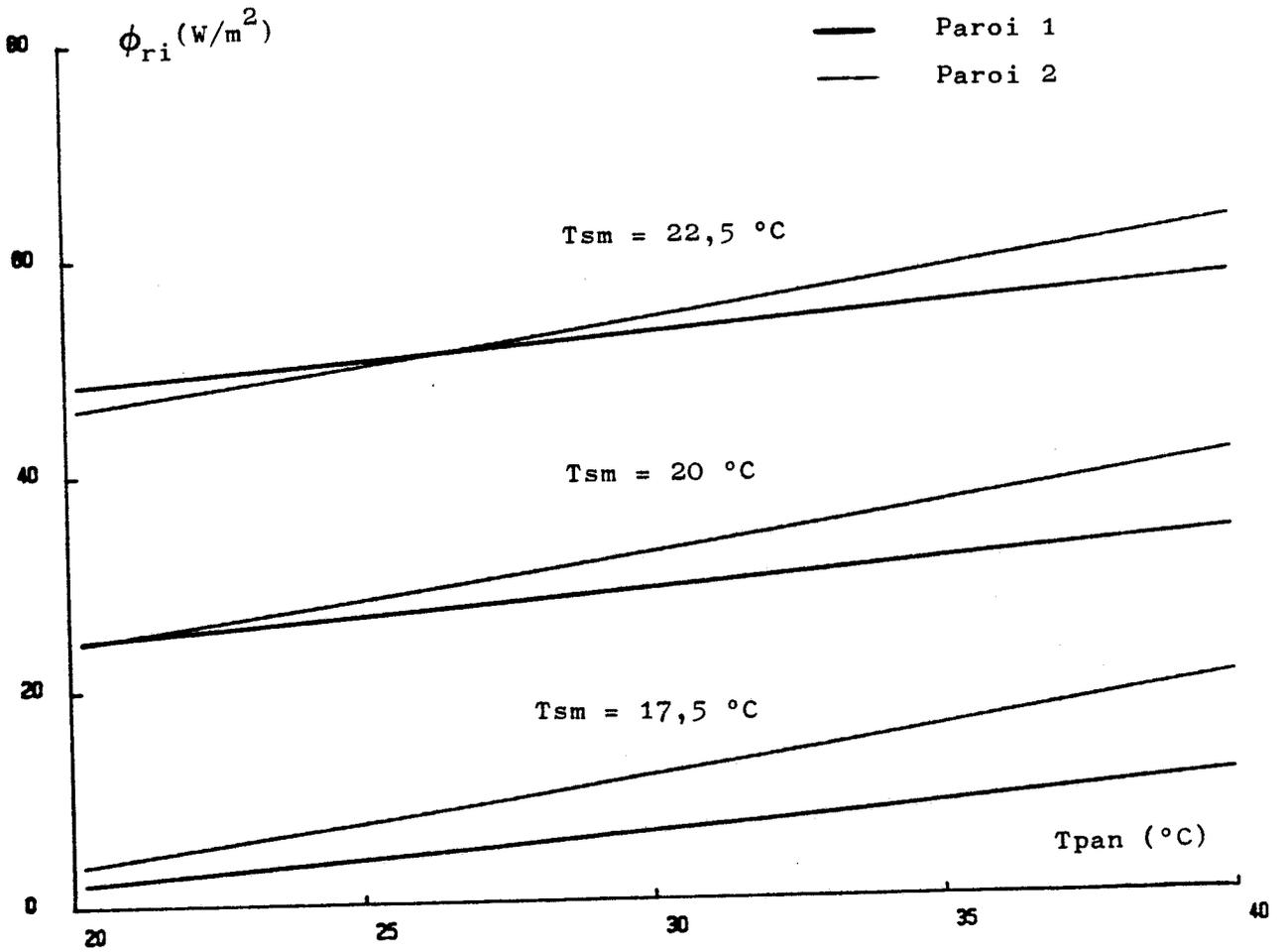


Figure 57



Courbe 58

3) - Estimation de la température radiante moyenne "vue" de de la paroi i, T_{p_i}

Deux modes de calcul sont possibles.

1er cas : on linéarise les transferts, on écrit :

$$T_{p_i}(\text{lin}) = \frac{\phi_{ri}}{4 \sigma T_m^3} + T_{s_i}$$

$$T_m = 293 \text{ } ^\circ\text{K}$$

2° cas : Si on ne fait pas cette approximation on a :

$$T_{p_i}^{(T^4)} = \sqrt[4]{\frac{\phi_{ri}}{\sigma} + T_{s_i}^4}$$

Les résultats de ces calculs sont représentés sur les courbes 59. On peut constater que l'écart entre les deux valeurs calculées est très faible. Ce qui valide ici l'hypothèse de linéarité des transferts radiatifs.

4) - Coefficient de correction

Les équations de principe représentées au début du chapitre VI font intervenir un coefficient de correction C qui permet de minimiser l'erreur commise en estimant la valeur de la température radiante au centre du local à partir de la valeur calculée de la température radiante moyenne "vue" de la paroi de référence.

Dans ce paragraphe on évalue les valeurs de ce coefficient de correction C dans différents cas en comparant la température radiante moyenne au centre du local calculée à l'aide de l'expression suivante :

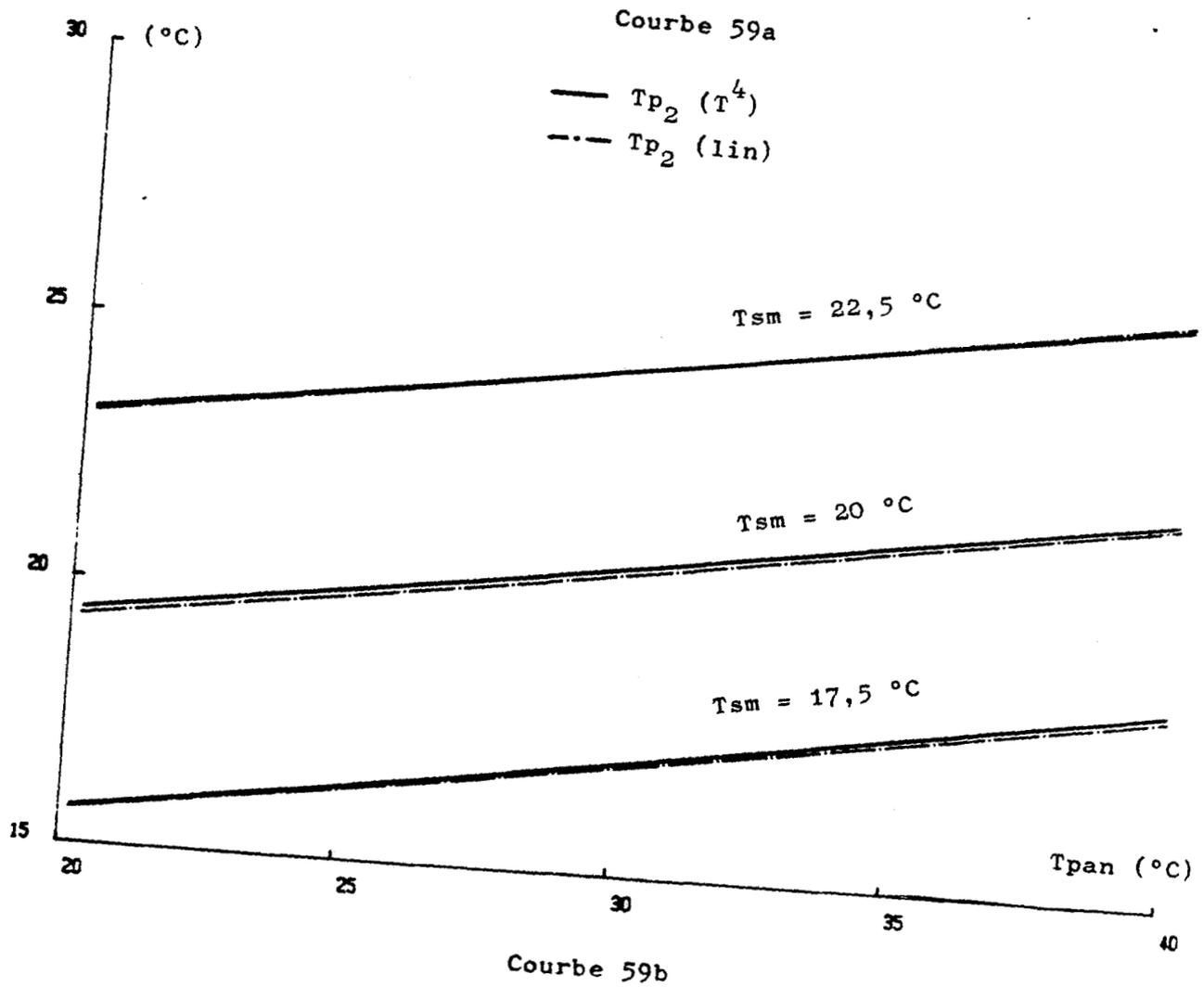
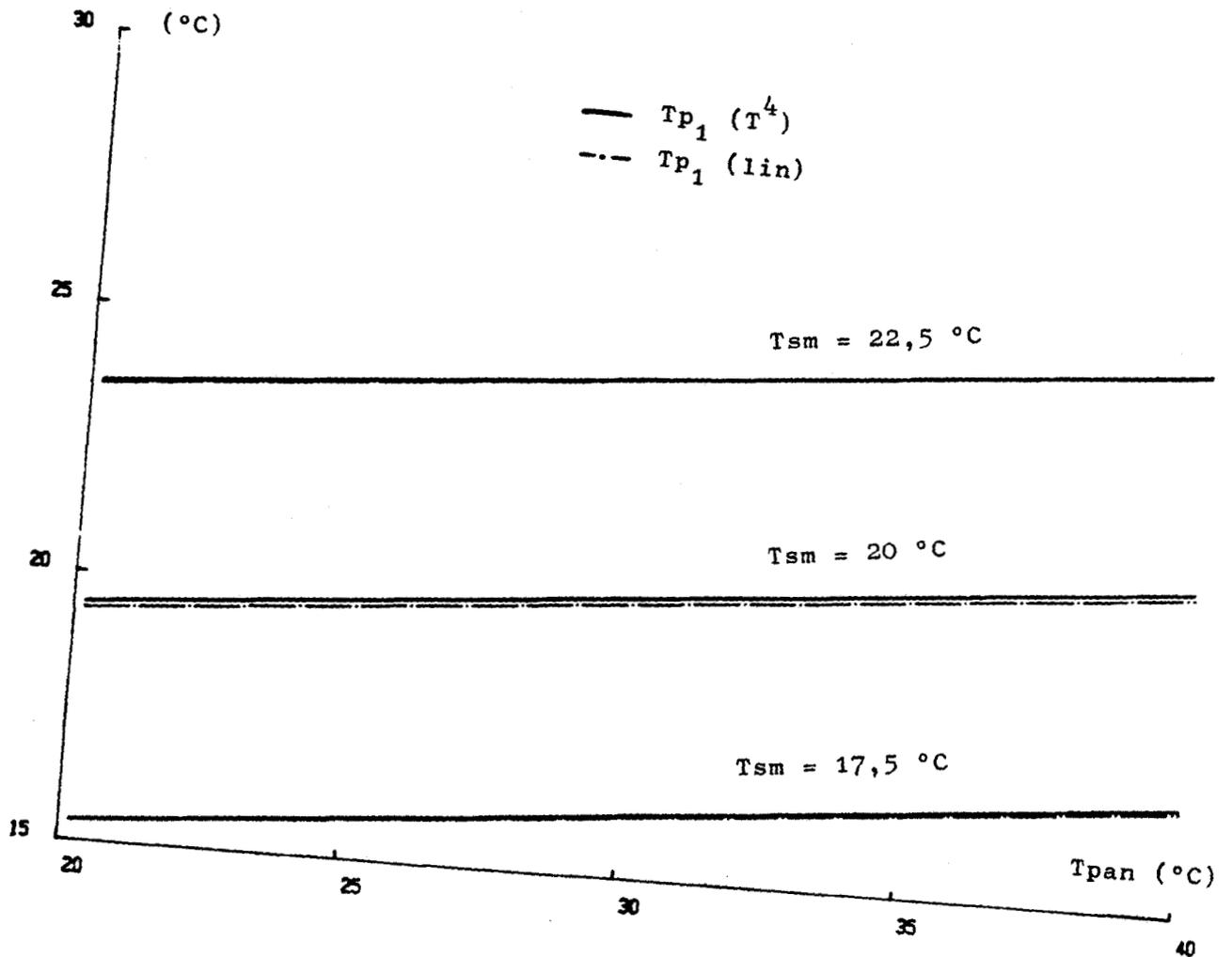
$$T_{rm} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^3 F_{c_j} T_{s_j}^4}$$

où F_{c_j} sont des facteurs de forme géométriques entre les surfaces S_j et le centre du local.

T_{s_j} la température de la surface S_j

et la même température calculée à partir de l'expression

$$T_{rm_i} = F_{c_i} T_{s_i} + C_i (1 - F_{c_i}) T_{p_i}$$



où C_i est la valeur moyenne du coefficient C calculée pour une valeur de la température T_{sm} et sur la gamme de variation de T_{pan}

Les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau suivant :

Paroi de référence	T_{sm} (°C)	C_{im}	C_i
1	17,5	1,13	1,15
	20	1,11	
	22,5	1,10	
2	17,5	0,997	1 correction négligeable
	20	0,998	
	22,5	0,995	

Dans le second cas la correction est négligeable car le couple de fluxmètre et le centre du local sont influencés par les panneaux radiants de façon identique.

Par contre dans le premier cas, la correction à appliquer n'est pas négligeable. Le coefficient C_1 peut être introduit de différentes manières dans le calcul de la température de confort :

- Soit en étant calculé précisément
- Soit par un apprentissage du système de régulation en comparant la valeur calculée à celle mesurée par une sonde de référence, ceci dans différentes conditions.

5) - Erreur sur la "température de confort"

Le coefficient C_i calculé permet maintenant de comparer la valeur estimée de la "température de confort" au centre de la pièce.

$$T_{rs_i} = \frac{1}{2} (T_a + F_{ci} T_{s_i} + C_i (1 - F_{ci}) T_{p_i})$$

à sa valeur "exacte"

$$T_{rs_i} = \frac{1}{2} (T_a + \sqrt[4]{\sum F_{ci} T_{s_i}^4})$$

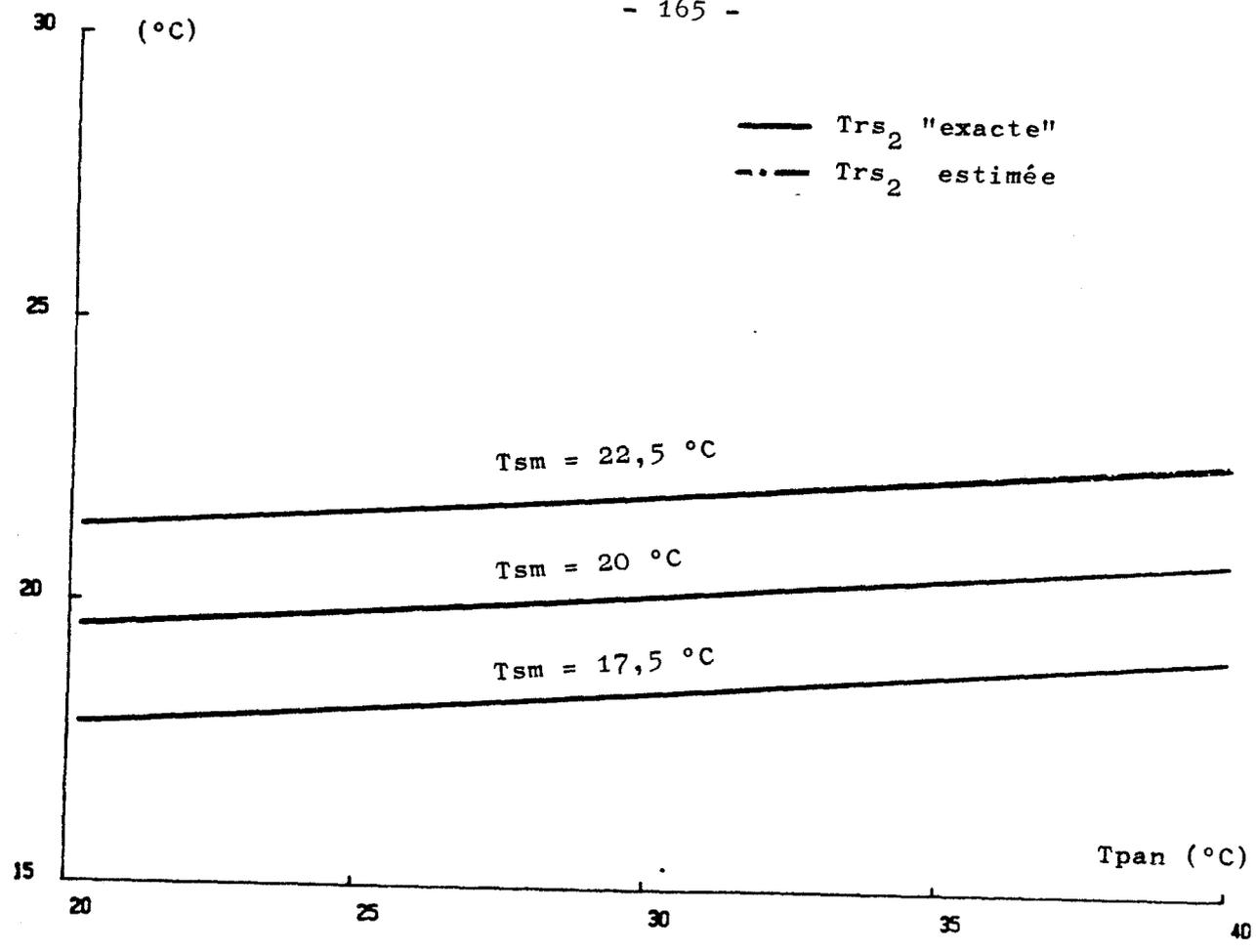
(T_a la température d'air égale à 293 °K ou 20 °C)

Les résultats obtenus sont représentés sur les courbes 60 et 61 qui mettent en évidence l'erreur relative commise sur T_{rs} dans les cas 1 et 2.

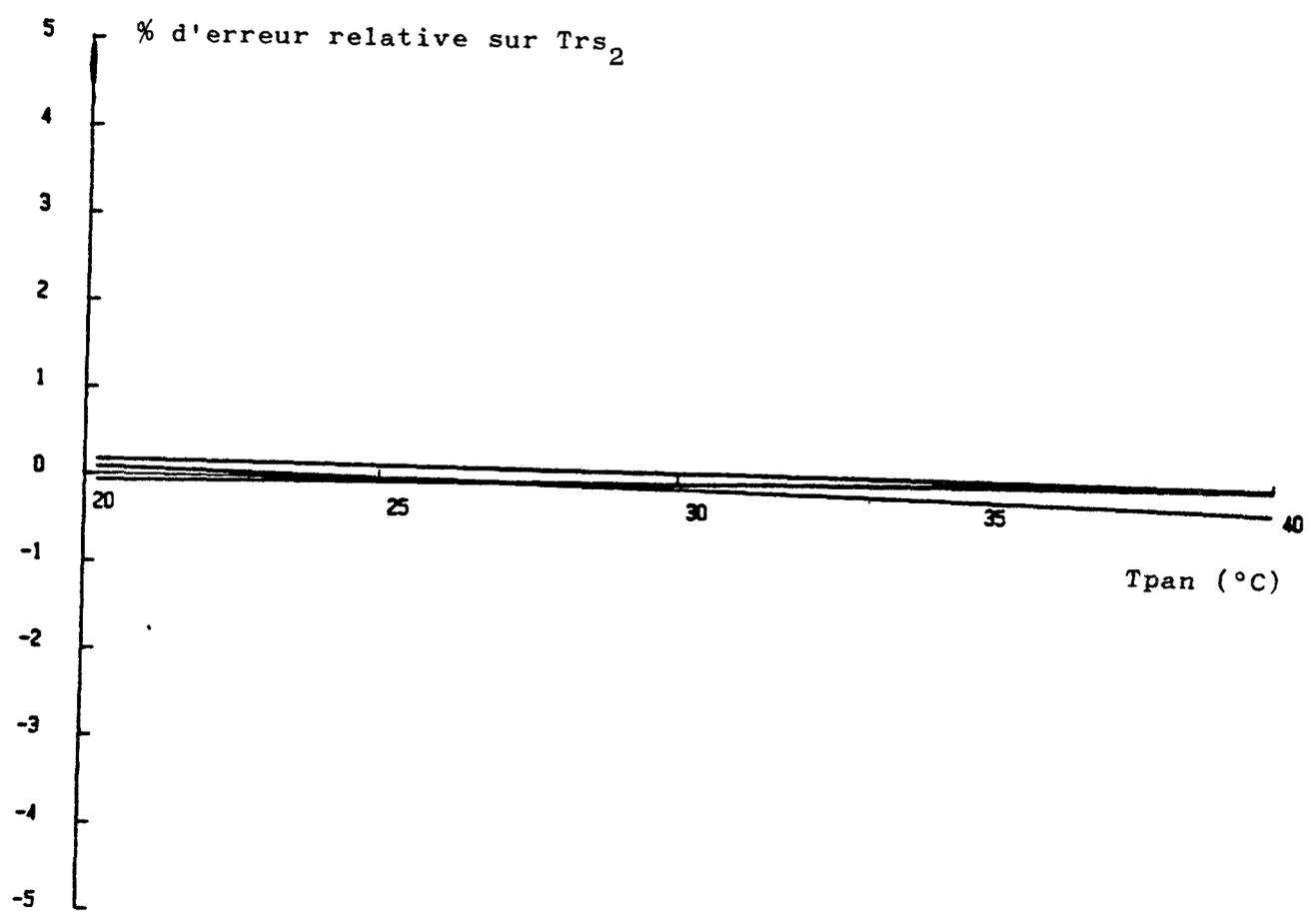
Dans le cas le plus défavorable l'erreur reste inférieure à 1/2 degré.

6) - Conclusion

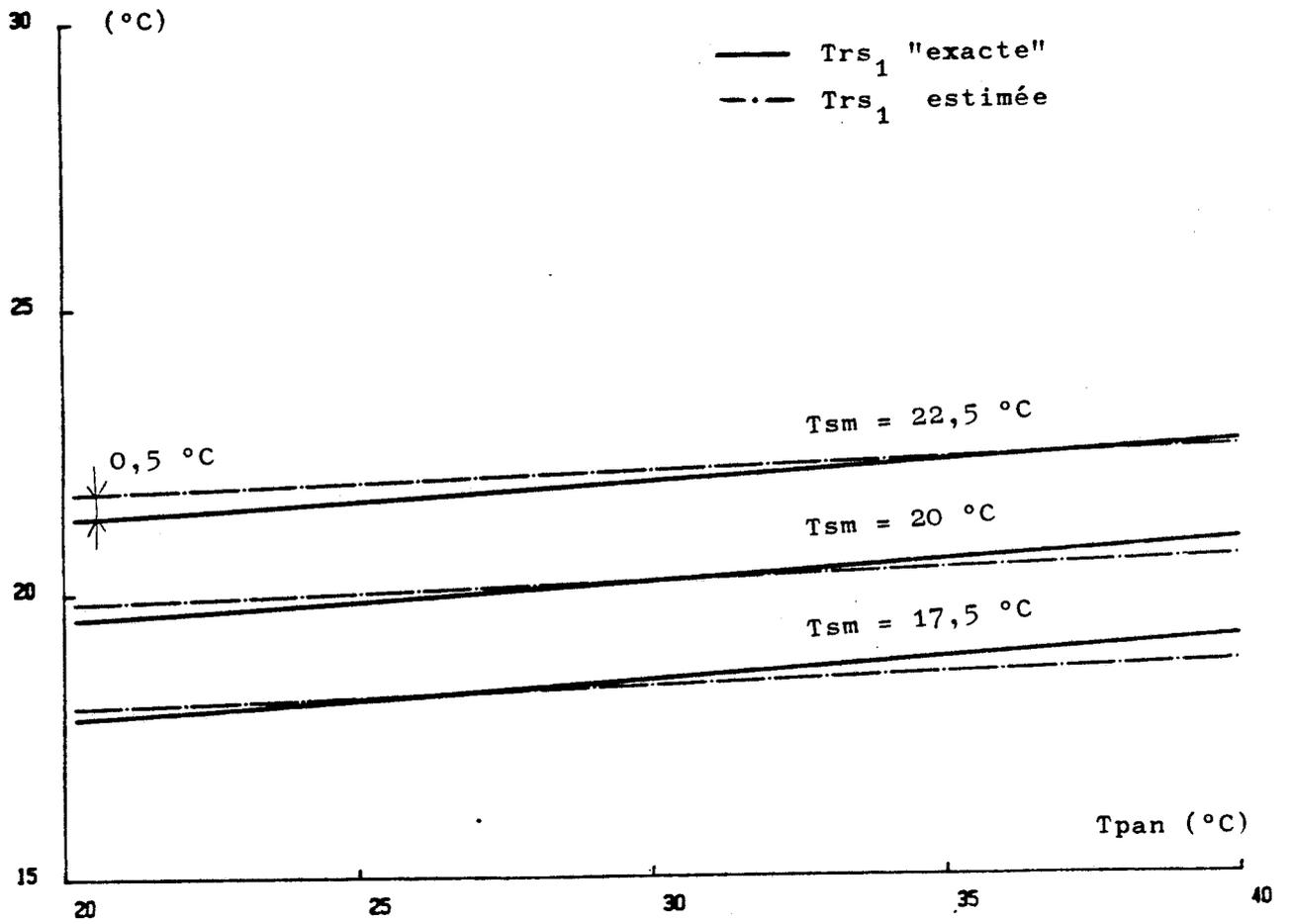
Ces résultats montrent que la position des capteurs est un paramètre relativement important. Ces résultats doivent être complétés expérimentalement dans différentes configurations géométriques et dans le cas de parois légères de faible inertie.



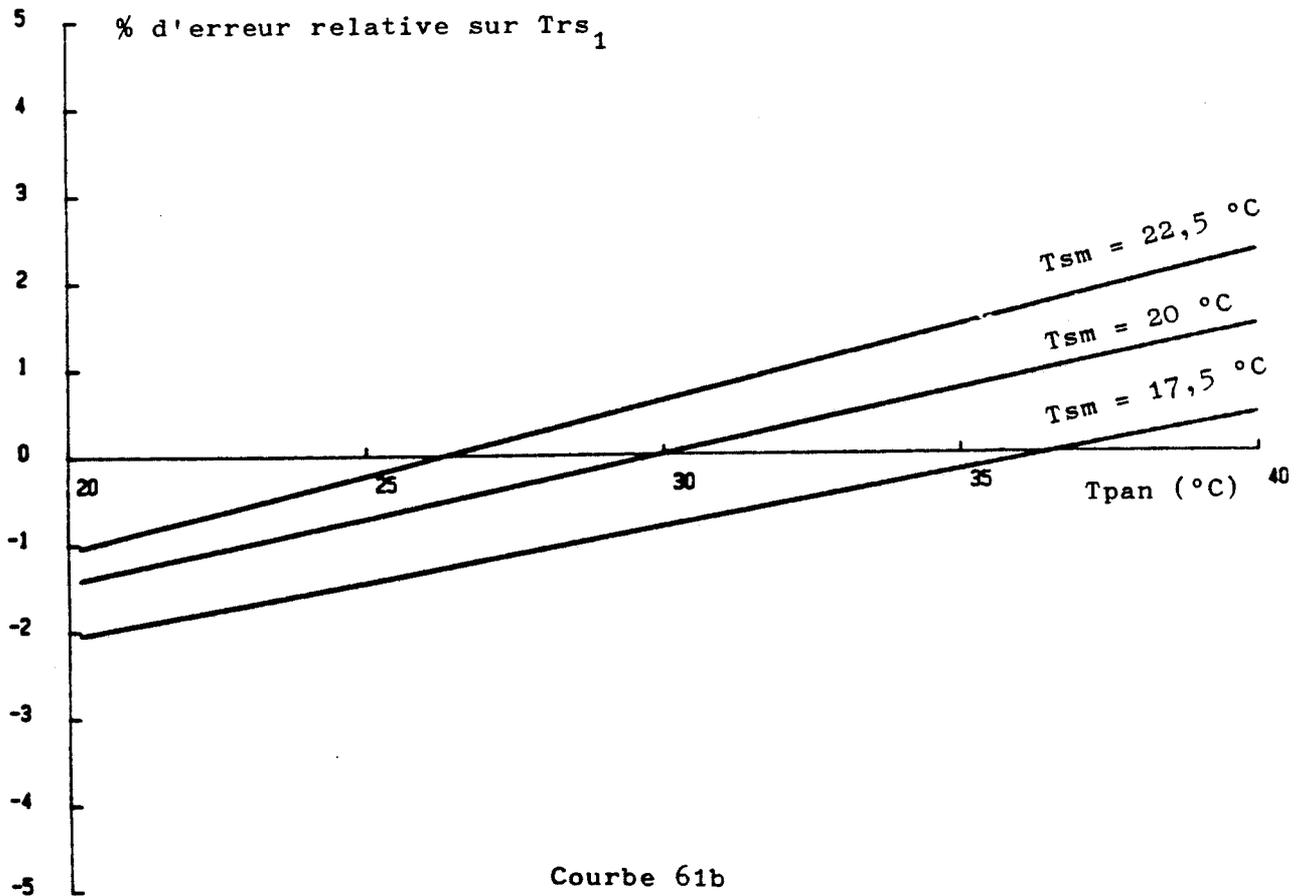
Courbe 60a



Courbe 60b



Courbe 61a



Courbe 61b

BIBLIOGRAPHIE

B I B L I O G R A P H I E

- (1) **DUTHOIT B. HERIN P.**
 - *Interactions énergétiques entre une paroi et une cellule*
 - *Annales ITBTP, n° 451, 1987*

- (2) **CARLSLAW H.S JAEGER J.C.**
 - *Conduction of heat in solids*
 - *Oxford at the Clarendon Press, 1959*

- (3) **SACADURA J.F.O. (Coordinateur)**
 - *Initiation aux transferts thermiques*
 - *Ed Techniques et documentation, 1982*

- (4) **DUTHOIT B.**
 - *Les méthodes de la théorie du signal appliquées à l'étude des interactions énergétiques entre une paroi opaque et son environnement.*
 - *Thèse d'état, Lille, 1985*

- (5) **LECLERCQ D.**
 - *Caractérisation des transferts thermiques par analyse de la réponse en fréquence*
 - *Thèse de 3^{ème} cycle, Lille, 1982*

- (6) **BORY C.**
 - *Energétique (tome 1)*
 - *Les échanges de chaleur par convection (1^{ère} partie)*
 - *Ed. BORDAS/MOUTON, 1968*

- (7) **ALLARD F.**
 - *Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées à grand nombre de Rayleigh. Application aux cellules d'habitation.*
 - *Thèse d'état, Lyon, 1987*

(8) **PIERSON P.**

- *Etude théorique et expérimentale de systèmes thermiques en régime instationnaire: Echangeurs, Capteurs solaires et installations solaires actives.*

Thèse d'état, Reims, 1986

(9) **PETIT D. DARD J. DEGIOVANNI A.**

- *Détermination du coefficient d'échange entre un fluide et une paroi*

Rev. Gen. Therm. n° 238, 1981

(10) **WANG R.C.C. CHUNG B.T.F. THOMAS L.C.**

- *Transient convective heat transfer for laminar boundary layer flow with effects of wall capacitance and resistance*

Journal of Heat Transfer, vol. 99, 1977

(11) **SIEGEL R. HOWELL J.R.**

- *Thermal Radiation Heat Transfer*

Ed. Mac Graw Hill, 1972

(12) **ALLARD F. INARD C. ROLDAN A.**

- *Etude comparative de différentes méthodes de modélisation des échanges radiatifs de courtes et grandes longueurs d'onde dans une cellule d'habitation.*

Annales ITBTP, n° 422, 1986

(13) **FAUCONNIER R. GRELAT A.**

- *Thermique de l'habitat : Base de la modélisation thermique*

Annales ITBTP, n°395, 1981

(14) **DEVAL J.C**

- *Le confort thermique en climat tempéré*

Rev. Phys. Appl. Vol 19, 1984

(15) **THERY P.**

- *Fluxmètre calorifique*

Brevet Anvar, 1979

(16) **OTER-DUTHOIT L.**

- Application des méthodes de la théorie des systèmes à la simulation de l'évolution des flux thermiques sur les faces d'entrée et de sortie d'une paroi multicouche
Thèse de 3^{ème} cycle, Lille, 1985

(17) **HERIN P.**

- Conception et caractérisation de capteurs de flux radiatif et convectif. Application aux mesures in-situ.
Thèse de 3^{ème} cycle, Lille, 1988.

(18) **DUTHOIT B. HERIN P. LASSUE S. THERY P.**

- Régulation et commande du système thermique habitat par mesure expérimentale des variations de flux thermique sur les parois d'un bâtiment donné.
A.T.P. Thermique du Batiment, 1987

(19) **DUTHOIT B. LASSUE S. THERY P.**

- Traitement par corrélation appliqué à l'analyse des échanges radiatifs et convectifs à la surface d'une paroi. Application à la régulation de confort
3^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Lyon, 1987

(20) **BOUCHIQUET B.**

- Notes Techniques
Rapport interne, CRESMAT, 1984

(21) **HOWARTH A.T.**

- Temperature distributions and air movement in rooms with convective heat sources
Ph d.Thesis, Univ. of Manchester, 1983

(22) **MARRET D.**

- Qualité de la ventilation mécanique contrôlée. Influence du mode de chauffage sur le confort et les pertes thermiques dans l'habitat. Etudes expérimentales en chambre climatique.
Thèse de Doctorat ès Sciences, Lyon, 1981

- (23) GOSSE J.
- *Guide Technique de Thermique*
Dunod, 1981
- (24) BARDON J.P.
- *Transferts thermiques par conduction et rayonnement*
Paris C.F.E., 1981
- (25) MAX J.
- *Méthodes et techniques de traitement du signal.*
Applications aux mesures physiques
Masson, 4^{ème} ed., 1985
- (26) KOUGBEADJO R.A.
- *Identification de la diffusivité thermique par traitement
de transfert de chaleur*
Thèse de 3^{ème} cycle, Lille, 1980
- (27) FANGER P.O.
- *Thermal confort*
Analysis and applications in environmental engineering
Ed. Mac Graw Hill, 1972
- (28) OLESEN B.W.
- *Confort Thermique*
Tech. Rev., B & K, n°2, 1982
- (29) OLESEN B.W.
- *Local Thermal Discomfort*
Tech. Rev., B & H, n°1, 1985
- (30) HERNAUT D. PORCHER G.
- *Thermique appliquée aux batiments*
Ed. Parisienne C.F.P.
- (31) WILD M.
- *Ambiances thermiques. Ambiances chaudes, WBGT et analyse
de la contrainte*
Revue de la Sécurité, n° 214, 1984

SUMMARY

That work is connected with the analysis and with the measure of radiative and convective exchanges in a real enclosed space with a view to the optimum control of the habitat system.

The essential idea is to describe the évolution of the habitat system whatever its complexity may be, by the measure of radiative exchanges on a reference surface.

The theoretical and experimental analysis has allowed to show that measure is global and allows to identify, without any delay, all the energetic disruptions which cause variations of temperatures between the inner sides of the place and the reference surface.

The instrumentation based on heat flow and temperatures sensors has allowed to separate the radiative and convective constituents of the thermic flow at the surface of an opaque wall and to identify the dynamics of very complicated energizing exchanges in a variable working, using the méthodes of treatment of the signal.

An original result of that work is to have been able to put in evidence through those methods of analysis, the effect generated by the stratification of the air in a space on the surface temperature of a radiant ceiling in variable working.

Altogether the obtained results and their theoretical interpretation has allowed to bring a new solution to the problem of the optimum control of energetic sources used in the habitat. That method is validated by an ensemble of experimental tests realized in situation and it's compared to classical systems of thermostat.

R E S U M E

Ce travail est relatif à l'analyse et à la mesure des échanges radiatifs et convectifs dans une enceinte réelle en vue de la commande optimale du système habitat.

L'idée essentielle est de décrire l'évolution du système habitat, quelque soit sa complexité, par la mesure des échanges radiatifs sur une surface de référence. L'analyse théorique et expérimentale a permis de montrer que cette mesure est globale et permet d'identifier sans retard toutes les perturbations énergétiques qui provoquent des variations des écarts de températures entre les parois du local et la paroi de référence.

L'instrumentation, à base de capteurs de flux thermique et de températures, a permis de séparer les composantes radiatives et convectives du flux thermique à la surface d'une paroi opaque et d'identifier la dynamique d'échanges énergétiques très complexes en régime variable en utilisant les méthodes de traitement du signal.

Un résultat original de ce travail est d'avoir pu mettre en évidence, par ces méthodes d'analyse, l'effet produit par la stratification de l'air dans un local sur la température d'un plafond radiant, en régime variable.

L'ensemble des résultats obtenus et leur interprétation théorique a permis d'apporter une solution nouvelle au problème de la commande optimale des sources énergétiques dans l'habitat. Cette méthode est validée par un ensemble d'essais expérimentaux réalisés in-situ et est comparée à des systèmes classiques de régulation d'ambiance.

