

N° d'ordre : 1428

50376
1988
211



50376
1988
211

THÈSE

présentée à

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE FLANDRES ARTOIS

pour obtenir le grade de

DOCTEUR 3ème CYCLE

Spécialité : GENIE ELECTRIQUE

par

Laurence DUTEL

**CONTRIBUTION A L'ETUDE D'UN NOUVEAU COEFFICIENT
DE PERTES D'ENERGIE THERMIQUE EN REGIME
TRANSITOIRE DANS UN LOCAL AVEUGLE.
ANALYSE DES COMPOSANTES RADIATIVES ET
CONVECTIVES DES FLUX ENTRANTS DANS LES PAROIS.**



Soutenu le 24 Juin 1988 devant la Commission d'Examen

Membres du Jury :

MM. G. SEGUIER
A. LEBRUN
P. THERY
A. CHAPOTON
C. DRUON
D. LECLERCQ
M. LAMBLIN

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

Seule la séparation "flux radiatif-flux convectif" permet de comprendre ces mécanismes, en particulier pour les plafonds isolants, les flux radiatifs sortants et les flux convectifs entrants sont du même ordre de grandeur.

La mesure globale du flux entrant dans le plafond n'est pas caractéristique, de même pour les sols isolés ou non, les flux convectifs entrants ou sortants sont faibles et la mesure globale traduit souvent un bilan radiatif résultant.

L'extraction d'air et la nature de la source chaude compliquent tous ces mécanismes. Les rapports flux radiatif/flux convectif varient très largement avec la nature de la source chauffante.

La relation établissant le lien entre la nature de l'énergie thermique fournie par une source donnée, les flux entrants dans les parois et la température d'air ambiant est difficile à établir.

Le travail présenté est relatif à l'étude systématique d'un local aveugle pouvant prendre trois configurations différentes pour les parois verticales : configuration légère, mi-légère et mi-lourde, le local conservant un même coefficient de pertes en régime permanent $G_0 \neq 1,1 \text{ W/m}^2/\text{°C}$.

Pour chaque configuration, nous étudions l'influence de deux sources : l'une majoritairement radiative, l'autre majoritairement convective et toutes ces études sont conduites pour trois niveaux d'extraction : faible, moyenne et forte.

Toutes les expériences sont conduites en établissant un gradient de température (air ambiant-air extérieur) de 10°C dans un local sans condition initiale.

Le premier chapitre est relatif aux mesures des pertes d'énergie en régime transitoire sur une durée de 6 heures. Pour interpréter nos résultats, nous introduisons un nouveau coefficient de pertes en régime dynamique G_d et nous montrons l'influence sur ce coefficient, de la configuration, de la source et de l'extraction.

Dans un second chapitre, nous présentons l'analyse des gradients de température et des composantes radiatives et convectives des flux entrants dans les parois. Nous montrons l'importance des échanges flux convectifs-flux radiatifs. Nous analysons en terme d'énergie l'influence des parois légères et des parois mi-lourdes, ces deux parois ayant le même coefficient de pertes surfaciques en régime permanent.

Dans un troisième chapitre, nous tentons une modélisation semi-empirique des résultats observés.

Nous montrons que les meilleurs résultats sont obtenus en admettant pour les parois légères vues de l'intérieur, un transfert apparent nul d'énergie radiative.

Nous montrons que les valeurs admises par le D.T.U. (*) en régime permanent ne sont pas du tout acceptables en régime transitoire.

Dans un quatrième chapitre, nous indiquons les dispositifs expérimentaux utilisés pour obtenir un gradient de température de 10°C (air ambiant-air extérieur).

Nous donnons en conclusion les nombreux résultats obtenus.

(*) Document Technique Unifié.

CHAPITRE I

ETUDE D'UN COEFFICIENT G DYNAMIQUE

ETUDE D'UN COEFFICIENT G DYNAMIQUE

I.1-Introduction

La réglementation thermique des bâtiments d'habitation définit un coefficient " G_o " destiné à évaluer et à comparer la qualité de l'isolation thermique en régime permanent d'une cellule d'habitation. C'est un coefficient de déperditions volumiques, une grandeur normalisée définie par:

$$G_o = \frac{\dot{\Phi}_d}{V \Delta T} \quad W/^\circ C/m^3$$

Cette grandeur représente la quantité de chaleur perdue par unité de volume et par degré centésimal pour un local donné.

V est le volume, obtenu par le produit de la surface intérieure du plancher par la hauteur sous-plafond.

ΔT est l'écart de température entre la température intérieure et la température extérieure en régime permanent.

Le terme $\dot{\Phi}_d = \dot{\Phi}_r + \dot{\Phi}_v$ traduit les déperditions thermiques totales du local : pertes surfaciques, déperditions par renouvellement d'air, etc... en régime permanent.

Compte tenu des variations des températures, intérieure et extérieure, du temps de réponse du local (plusieurs jours), du renouvellement d'air souvent variable, le coefficient " G_o " est difficile à appréhender par la mesure.

Dans la suite du texte, nous désignons par G_o , le coefficient de déperditions volumiques réelles d'un local. Ce coefficient est légèrement différent du coefficient " $G_{o,1}$ " prévu par les normes de l'habitat(*) qui, pouvant être calculé dans une configuration donnée, est une limite jamais atteinte dans les conditions expérimentales.

Pour la détermination du $G_{o,1}$ à l'aide des valeurs du D.T.U (Document Technique Unifié), consulter l'annexe 1 .

Quant à sa détermination théorique, l'évaluation théorique des pertes d'énergie pour un gradient de température donnée est difficile.

La notion même des pertes volumiques est très importante puisqu'elle traduit l'énergie thermique qu'il faut fournir pour obtenir dans un local donné aveugle une température donnée et un "confort" donné -notion que nous tentons de préciser ultérieurement-.

La simple connaissance du facteur $G_{o,1}$ en régime permanent est insuffisante

(*) Le G des D.T.U demande que plusieurs hypothèses soient satisfaites.

puisque le régime permanent n'est jamais établi en pratique dans les locaux d'habitation.

En supposant qu'il puisse être établi, nos mesures montrent que les "coefficients" d'échange proposés par le D.T.U ne traduisent pas la réalité des transferts thermiques par rayonnement et convection.

Nos efforts ont porté sur l'étude des régimes transitoires dans les locaux d'habitation (en l'absence de flux entrant par les surfaces vitrées) en définissant des conditions expérimentales reproductibles mais très diversifiées.

Les valeurs dynamiques d'énergie perdue pour obtenir une température donnée sont toujours supérieures à G_0 .

Rappelons:

a)- qu'une isolation intérieure provoque en régime transitoire une perte d'énergie moindre qu'une isolation extérieure, pour un local donné, excité par une source thermique.

b)- que les renouvellements d'air sont directement actifs sur les déperditions thermiques: en première approximation, on peut dire qu'une partie de l'énergie issue de la source d'excitation se trouve "évacuée" avec le volume d'air extrait.

c)- que les modes de chauffage sont à l'origine de répartitions énergétiques différentes, liées à la nature des flux radiatifs et convectifs surfaciques.

Par exemple, l'expérience montre que la montée en température est plus rapide pour un chauffage radiatif.

L'ensemble de ces raisons nous amène à introduire un coefficient G dynamique, fonction du temps qui traduit les manifestations réelles du chauffage des locaux en régime transitoire.

I.2- Rappels sur l'effusivité des matériaux multicouches

Pour mieux comprendre les pertes d'énergie dans les parois, il est nécessaire d'explicitier les régimes transitoires d'établissement des gradients de température dans les matériaux multicouches et en particulier, il est intéressant d'introduire systématiquement l'effusivité des matériaux qui est liée à la résistance et à la capacité thermique linéique: une étude plus complète est effectuée chapitre III.

L'ordre des matériaux dans une paroi dite "isolée de l'intérieur" par rapport à une paroi dite "isolée de l'extérieur", mais constituée des mêmes matériaux joue un rôle important- c'est le premier matériau qui gère le régime d'établissement- régime qui peut durer de quelques heures à quelques jours suivant l'épaisseur des matériaux.

1.2.1- Dispositif expérimental pour l'étude de l'effusivité

Le dispositif utilisé pour déterminer de façon expérimentale la valeur de l'effusivité d'un échantillon donné est présenté figure 1-2.

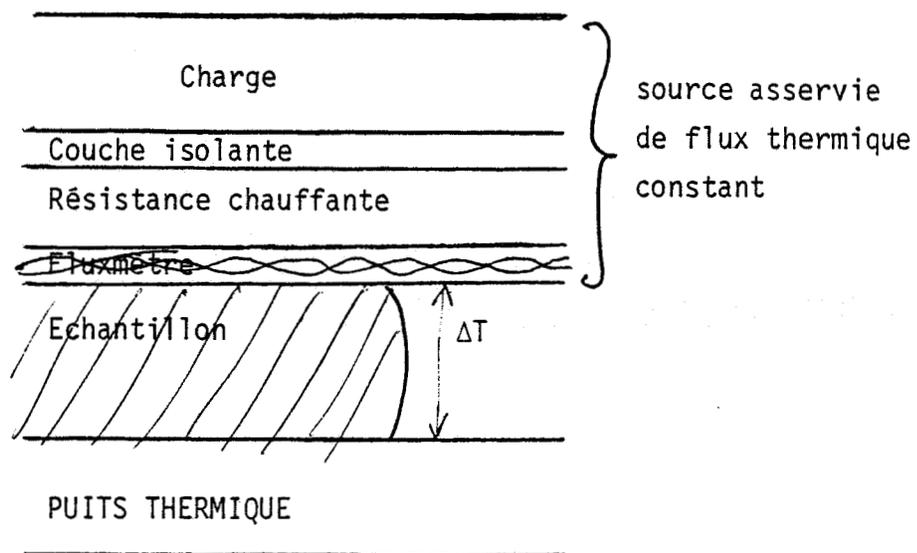


Figure 1-1- Dispositif expérimental pour l'étude de l'effusivité.

Chaque échantillon dont on veut déterminer l'effusivité est disposé sur un puits thermique, on lui impose un flux d'excitation constant par l'intermédiaire d'une résistance chauffante asservie.

On effectue un relevé des gradients de température pour chaque valeur du flux thermique maintenu constant.

La difficulté de reproduire les mêmes conditions d'expérimentation, c'est-à-dire un même type de contact uniforme et constant introduit une légère erreur quant à la détermination de l'effusivité.

1.2.2-Effusivité d'un matériau unique

Pour préciser la réponse en température en fonction du temps des matériaux, nous donnons ici une représentation bilogarithmique. Cette représentation a l'avantage de bien séparer les différentes phases de transfert.

Nous présentons -figure 1-2- la montée en température de trois structures monocouches de 6cm d'épaisseur chacune,

-plâtre : Pa ; -isolant : Po ; -béton : Be .

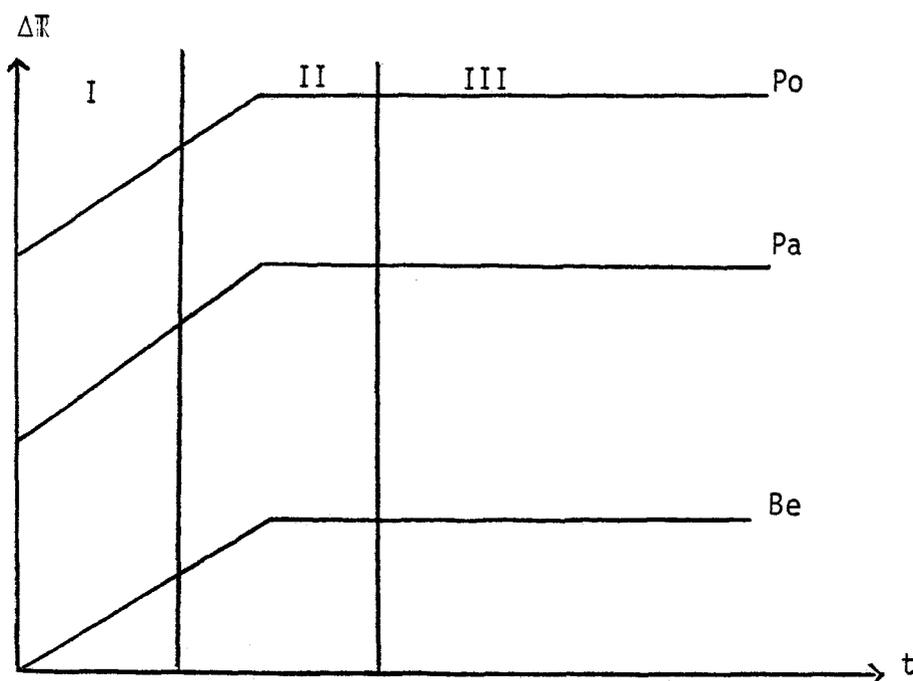


Figure 1.2- courbes expérimentales et modélisées

On y distingue trois phases:

- la phase d'effusivité (I) représentée par une portion de droite de pente 1/2 dont la loi théorique est la suivante:

$$\Delta T = \frac{2\Phi}{b} \sqrt{\frac{\lambda}{\pi}} \quad \lambda = \left(0,35 \frac{b}{\lambda}\right)^2 \pi$$

Les courbes expérimentales et théoriques sont identiques.

- la phase transitoire (II):

les courbes sont légèrement décalées à cause des pertes thermiques latérales.

- la phase du régime permanent (III) où l'impédance d'entrée est égale à la résistance thermique du matériau.

1.2.3- Etude d'un matériau multicouche

Nous utilisons un ensemble tricouche constitué de 6cm de plâtre, 6cm d'isolant et 6cm de béton d'effusivité respective 800, 50 et 2000.

Nous présentons les trois courbes théoriques d'établissement pour un flux constant:

- a) la paroi : Be-Po-Pa
- b) la paroi : Pa-Po-Be
- c) la paroi : Po-Pa-Be

L'examen de ces courbes fait apparaître les mêmes phases que pour un monocouche (cf.courbes fig.1-3)

a) le rôle de l'effusivité du béton est prépondérante pendant 24 heures pour la paroi Be-Po-Pa.

b) l'influence de l'effusivité du plâtre est importante durant la première demi-heure.

c) l'élévation de température est rapide durant la première heure pour la paroi Po-Pa-Be.

Le temps de réponse pour atteindre 90% du régime permanent est de :

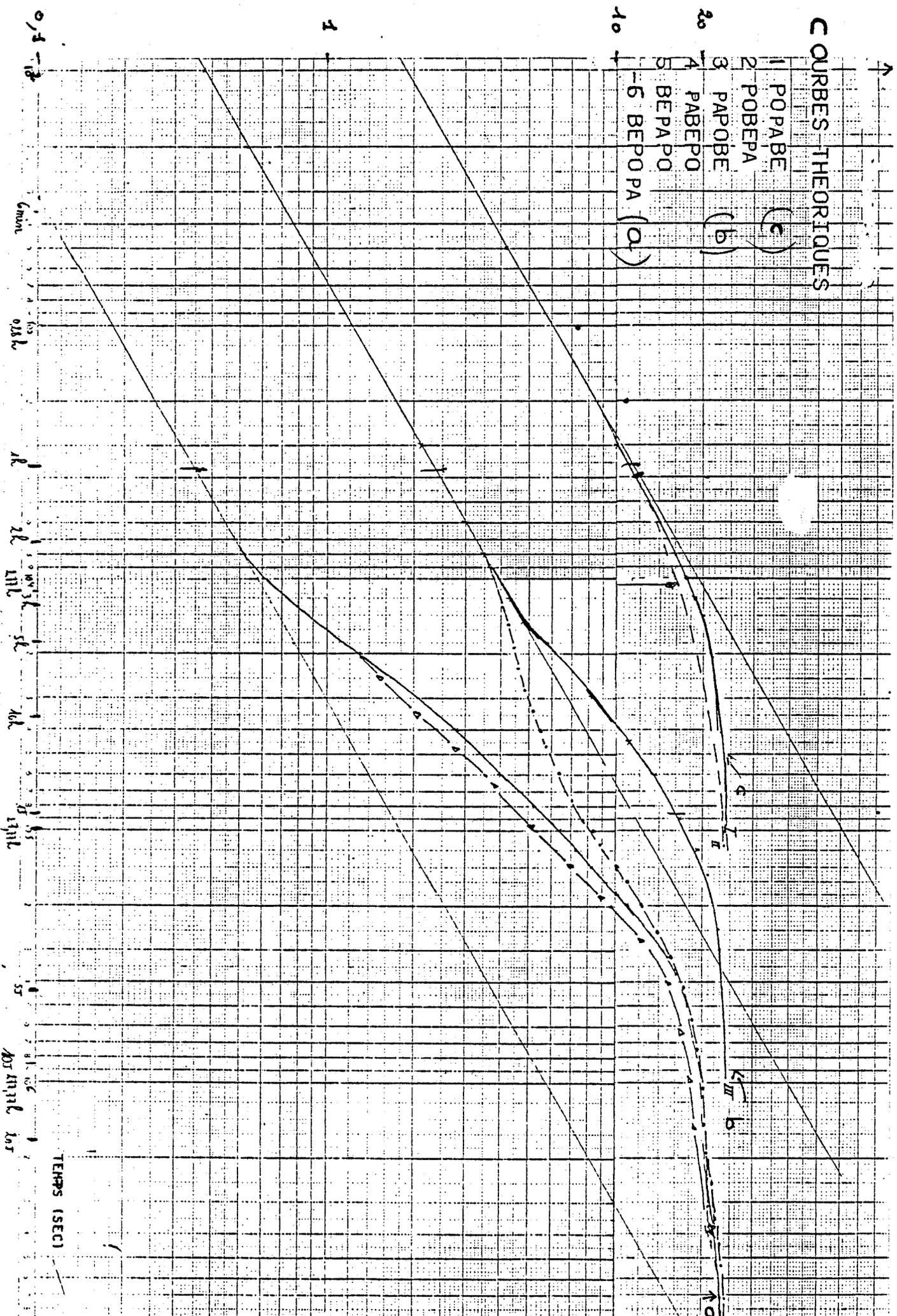
- 10 jours pour le groupement a
- 3 jours pour le groupement b
- 3 heures pour le groupement c

Au bout de la première, le rapport des températures d'entrée est de l'ordre de 2 entre la paroi c et la paroi b et de 3 entre la paroi c et la paroi a.

$\Delta T(^{\circ}C)$

COURBES THEORIQUES

- 1 POPABE (c)
- 2 POBEP A
- 3 PAP OBE (b)
- 4 PABEP O
- 5 BEP A P O
- 5 BEP O P A (a)



Il est donc évident que pour toute structure réelle de paroi, les montées en température du local, les flux de conduction, les flux radiatifs et convectifs seront très différents selon l'ordre des matériaux dans les parois multicouches.

L'effusivité joue un rôle essentiel pendant quelques heures-la phase d'établissement-.

La notion d'effusivité est développée dans le chapitre III et dans deux documents: D.E.A de K.LATEF (2) et la note interne du Professeur LEBRUN (3).

I.3- Conditions d'obtention de G dynamique

I.3.1- Définition de la grandeur mesurée

Nous appelons G dynamique à un instant t donné l'énergie qu'il faut fournir() à cet instant pour que le système (ici le local) présente à l'instant t un gradient de température de 1°C par rapport à une température de référence constante extérieure (la température du puits).*

Il caractérise les pertes totales d'énergie à l'instant t -pertes d'énergie définies page 5 - difficile à appréhender en régime transitoire.

Cette valeur est obtenue expérimentalement en réalisant un gradient de température ΔT constant et en asservissant l'énergie fournie au local pour que ce gradient soit maintenu, le système d'asservissement est présenté dans le chapitre IV.

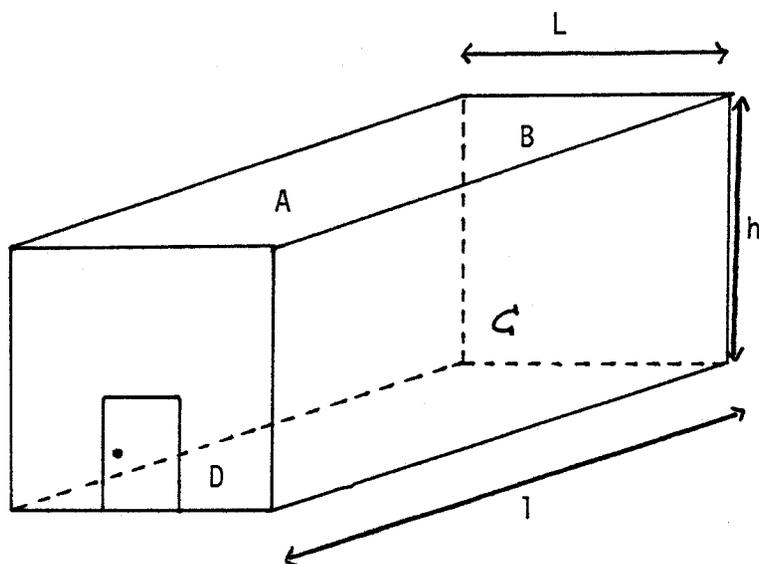
I.3.2- Présentation du local expérimental

Pour cette étude expérimentale, nous utilisons un local vide isolé, de forme parallélépipédique et de volume moyen 14m³. Cette cellule de mesures est située au sous-sol d'un bâtiment à forte inertie thermique dont la température reste uniforme au moins pendant quelques heures (durée de la mesure) et souvent plusieurs jours.

Les parois sont constituées de matériaux homogènes et isotropes.

Nous appelons A,B,C,D les parois latérales et E,F respectivement le plafond et le plancher.

(*) Dans ce texte, le local étant aveugle, les énergies perdues et à fournir sont égales.



$$L=2.06 \text{ m}$$

$$l=2.78 \text{ m}$$

$$h=2.45 \text{ m}$$

Figure 1.4

Pour toute l'expérimentation, le plancher et le plafond restent parfaitement isolés et ne donnent lieu à aucune mesure spécifique.

Dans la suite du texte, ces deux surfaces ne sont plus mentionnées car non modifiées.

Il en est de même pour la paroi D qui reste parfaitement isolée. Vue de l'intérieur, elle est constituée de 5cm d'isolant suivi de 7cm de bois aggloméré.

Quant aux autres parois latérales, elles donnent lieu à différents groupements présentés dans le tableau ci-contre.

Nom	Paroi A		Paroi B		Paroi C	
Surface	6.78 m ²		5.05 m ²		6.78 m ²	
Désignation	PaPo	PoPa	PoBe	BePo	PoBe	BePo
premier matériau vu de l'intérieur	7 cm de plâtre	5 cm d'isolant	5 cm d'isolant	33 cm de béton	5 cm d'isolant	33 cm de béton
deuxième matériau constitutif du groupement	5 cm d'isolant	7 cm de plâtre	33 cm de béton	5 cm d'isolant	33 cm de béton	5 cm d'isolant

Tableau 1.1

I.3.3- Présentation des différentes configurations du local

La possibilité d'isoler les parois A,B,C soit de l'intérieur, soit de l'extérieur nous permet d'expérimenter des configurations différentes de local de même coefficient de déperditions volumiques G_o .

Désignation du local	Paroi A	Paroi B	Paroi C	Autres parois
Configuration I	PaPo	PoBe	PoBe	Po....
Configuration II	PaPo	BePo	PoBe	Po....
Configuration III	PaPo	BePo	BePo	Po....

Tableau 1.2

I.3.4- Désignation des modes de chauffage

Nos études vont porter sur le local, sur l'influence des sources d'excitation et sur différents niveaux d'extraction d'air.

Nous utilisons deux types de sources, elles seront définies page :

* S_{ξ} : source que nous appelons convective, ce sont des convecteurs du commerce qui favorisent des mouvements de convection d'air.

* S_{η} : source rayonnante, il s'agit de panneaux rayonnants du commerce qui favorisent l'émission -basse température- de flux rayonnant (pour une étude plus complète des sources, cf.chapitre IV).

Dans la suite du texte, nous désignons un local chauffé par un source convective par l'indice S_{ξ} et un local chauffé par une source radiante par l'indice S_{η} .

Soient I_{ξ} , II_{ξ} , III_{ξ} , chacune des configurations différentes du local étudié chauffé par une source convective et I_{η} , II_{η} , III_{η} , chacune des configurations différentes du local étudié par une source radiative.

I.3.5- Désignation des renouvellements d'air

Le renouvellement d'air est pratiqué par une ouverture basse et une sortie haute de même section (530cm^2).

Les orifices de ventilation de section fixe sont situés en façade selon le schéma de la figure 1-5.

Rappelons que l'air extérieur est calme à température uniforme pratiquement constante.

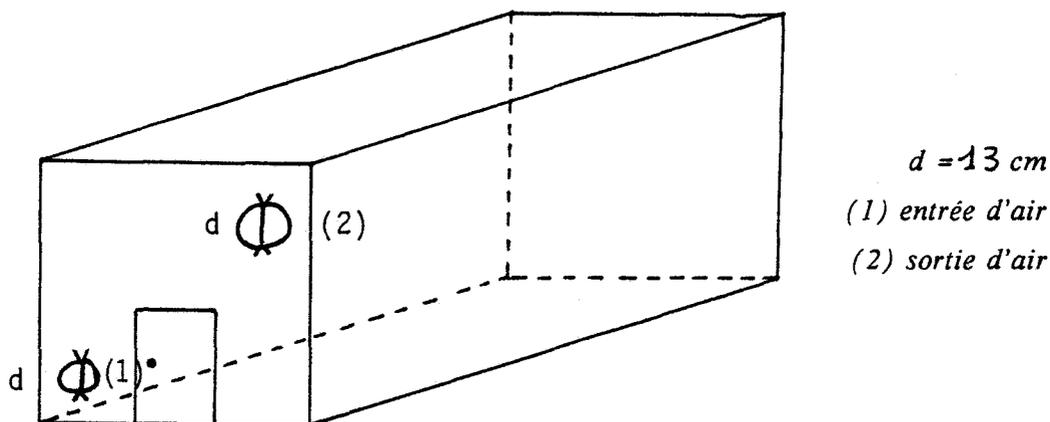


Figure 1-5

L'extraction d'air est de trois types:

a)- extraction naturelle - symbole α

elle correspond à un faible niveau de renouvellement d'air; elle est prise comme référence pour la suite des mesures.

Elle provoque un débit sensiblement égal à 1 demi-volume air/heure.

b)- extraction moyenne - symbole β

elle se fait par l'intermédiaire d'un extracteur de puissance moyenne d'un volume/heure -désigné par ETRI-.

Le renouvellement d'air correspondant est deux fois plus important que celui de référence.

c)- extraction forte - symbole γ

elle se fait par un ventilateur plus puissant désigné par VORTICE qui correspond à une extraction d'air 5 fois plus importante que l'extraction nouvelle.

Dans la suite du texte, les extractions s'écrivent comme suit:

* l'extraction naturelle est prise comme référence: elle est désignée par α

* le renouvellement d'air moyen est désigné par β

* enfin, la forte extraction est désignée par γ

Ainsi III γ, ξ , désignera le local III, local le moins isolé, chauffé par une source convective et dont le renouvellement d'air est fort, de type VORTICE; et II β, η désignera le local II, local moyen, chauffé de façon radiative avec une extraction moyenne de type ETRI.

Nous explicitons régulièrement ces écritures quand le besoin s'en fait au cours de la rédaction.

I.3.6- Présentation des hypothèses

Les mesures des pertes d'énergie dans le local I, présenté ci-dessous (figure 1-6) tiennent compte des hypothèses simplificatrices suivantes:

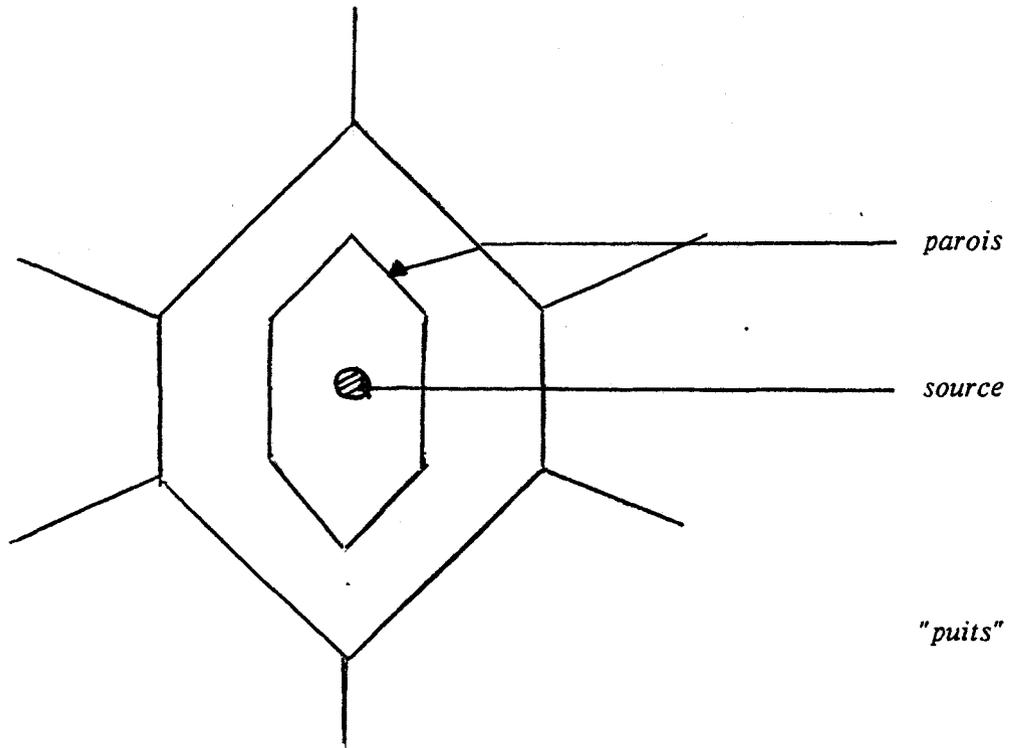


Figure 1-6

- a- pas de flux entrant par l'intermédiaire de surfaces vitrées.
- b- la température du "puits" est constante pendant quelques heures.
- c- les pertes d'énergie sont uniquement liées aux parois et au renouvellement d'air.

Nous admettons à un instant donné que la perte d'énergie surfacique est constante sur toute la surface, pour une surface donnée, cette perte est différente pour chacune des parois latérales, pour le plafond et le plancher.

I.4- Résultats expérimentaux

I.4.1-Introduction

Nous présentons le tracé des courbes expérimentales des consommations d'énergie électrique (thermique) mesurées dans le local considéré pour différentes configurations de parois et pour deux sources d'excitation: un chauffage convectif (S_{ξ}) ou un chauffage radiatif (S_{η}).

Nous avons choisi des échelles linéaires à la fois pour les temps et les énergies.

L'examen des sources est effectué page 14.

Les configurations sont celles décrites page 13.

I_{ξ} , II_{ξ} , III_{ξ} désignent le local sous ses trois configurations -de la structure la plus isolée à la structure la plus lourde- dont la source d'excitation thermique est un chauffage de type convectif.

De même, I_{η} , II_{η} , III_{η} , désignent respectivement les mêmes configurations mais chauffées par une source de type radiatif.

Les renouvellements d'air sont de trois types:

- α : extraction naturelle donc faible.
- β : extraction moyenne de type ETRI.
- γ : extraction forte de type VORTICE.

Par exemple, $II_{\beta, \eta}$ désigne le local parfaitement isolé, mais dont la paroi B, vue de l'intérieur, est constituée d'abord de béton, puis d'isolant, chauffé par une source radiative et avec un renouvellement d'air moyen de type ETRI.

Le G dynamique correspondant s'écrit: $G_{\alpha, \beta, \eta}$

Au début de chaque expérience qui dure plusieurs heures, au moins six heures, le local est ramené à des conditions initiales sensiblement nulles.

Tous les constituants des parois sont à la température du puits.

Nous considérons qu'il n'existe pas de condition initiale.

I.4.2- Etude du local avec renouvellement d'air faible

I.4.2.1- Présentation des résultats expérimentaux

Les courbes temporelles de G dynamique sont présentées figure 1-7.

Nous présentons dans le tableau 1-3 les valeurs de G dynamique pour chacune des configurations et pour des durées choisies arbitrairement à partir de la mise en service de la source thermique associée, soient:

1/2h, 1h, 2h, 3h et 6h

G dynamique pour un chauffage radiatif et un renouvellement d'air faible s'écrit: $G_{\alpha, \beta, \eta}$ pour la configuration I.

Les valeurs de G dynamique après 5, 10 et 15 minutes d'établissement de la source thermique convective sont données tableau 1-4 et représentées graphiquement en fonction du temps figure 1-8.

I.4.2.2- Remarques pour G_{α} : extraction naturelle et faible

* Les courbes représentant G dynamique après 5, 10 et 15 minutes sont dans le prolongement des courbes 1-7, mais les erreurs liées à l'inertie des sources, des capteurs et à l'asservissement sont supérieures à quelques pourcents.

Pour les courbes présentées, le gradient de température ΔT est établi en moins de dix minutes.

G_{α}	local avec renouvellement d'air naturel					
type de configuration	PaPo-PoBe +tout isolant intérieur (I)		PaPo-Be(Po) +tout isolant intérieur (II)		PaPo-Be(Po)- Be(Po) fond+tout isolant intérieur (III)	
Mode de chauffage	radiatif I η	convec- tif I ξ	radiatif II η	convec- tif II ξ	radiatif III η	convec- tif III ξ
1/2 h	2.8	3.6	4.2	5.2	5.4	6
1 h	2.4	3.25	3.7	4.9	5	5.8
2 h	1.95	2.75	3.1	4.5	4.3	5.4
3 h	1.7	2.4	2.85	4.1	3.9	5.1
6 h	1.5	2	2.5	3.7	3.4	4.6

- Tableau 1.3.1 -

	I	II	III
$G_{\alpha, \xi} / G_{\alpha, \eta}$	1.35	1.38	1.21
1/2 h	1.28	1.24	1.11
1 h	1.35	1.32	1.16
2 h	1.41	1.45	1.25
3 h	1.41	1.44	1.3
6 h	1.33	1.48	1.35

- Tableau 1.3.2 -

$G_{\alpha} / G_{\alpha, d}$	local avec renouvellement d'air naturel					
type de configuration	PaPo-PoBe +tout isolant intérieur (I)		PaPo-Be(Po) +tout isolant intérieur (II)		PaPo-Be(Po)- Be(Po) fond+tout isolant intérieur (III)	
mode de chauffage	radiatif I	convec- tif I	radiatif II	convec- tif II	radiatif III	convec- tif III
1/2 h	2.5	3.3	4	4.7	4.9	5.45
6 h	1.3	1.8	2.3	3.3	3.1	4.2

- Tableau 1.5 -

G t	local avec extraction naturelle-chauffage convectif		
	I	II	III
5'	6.3	7.85	8.6
10'	4.7	6.45	7.2
15'	4.1	5.65	6.7
30'	3.6	5.2	6

Tableau I-4

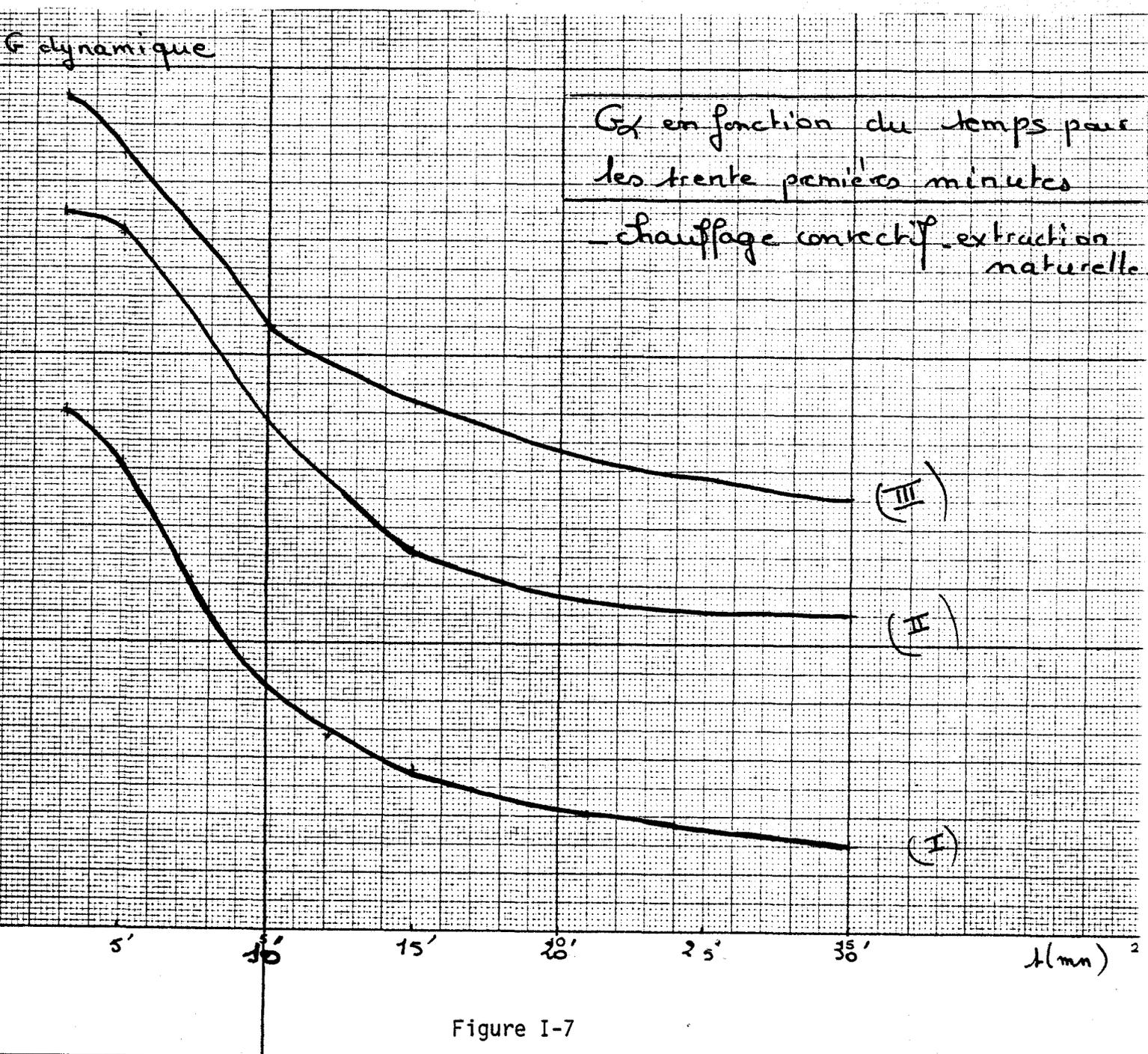


Figure I-7

Nous remarquons les valeurs fortes de G au temps dix minutes, ce qui est évident puisque les consommations d'énergie sont dans un premier temps liées à la capacité thermique apparente des premiers matériaux.

* Pour les différentes configurations I, II et III du local de même G_0 ($G_{0,1} \# 1.1$), les énergies à fournir sont très différentes; par exemple, au début d'une première demi-heure, il faut fournir pour une source convective respectivement:

$3.6 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$ pour la configuration I $_{\alpha, \xi}$

$5.2 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$ pour la configuration II $_{\beta, \xi}$

et $6 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$ pour la configuration III $_{\gamma, \xi}$

ce qui montre l'importance de l'effusivité des premiers matériaux rencontrés par l'énergie thermique.

Au bout d'une heure, ces énergies sont encore de:

$3.25 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$ pour I $_{\alpha, \xi}$

$4.9 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$ pour II $_{\beta, \xi}$

et $5.8 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$ pour III $_{\gamma, \xi}$

* Les valeurs de "G dynamique" mesuré sont toujours supérieures à $G_{0,1}$, valeur limite du régime permanent (G_0 , calculé pour le local est égal à 1.1, cf. calculs en annexe 1).

Nous ne donnons pas dans ce texte l'énergie qu'il faut fournir quand toutes les parois sont parfaitement isolées de l'intérieur (configuration L_0) et l'extraction naturelle supprimée.

Nous avons effectué pourtant les mesures qui montrent dans ce cas que la valeur de G dynamique au bout d'une heure est voisine de $G_{0,1}$.

Pour quelques configurations, nous avons conduit les mesures pendant 24 heures et plus; le G dynamique se rapproche lentement de la valeur $G_{0,1}$. Mais c'est seulement pour la configuration I que G dynamique est très peu différent de

$$G_{0,1} = 1.1 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3.$$

Le tableau 1-5 donne quelques rapports $G/G_{0,1}$ pour les configurations I, II et III pour les chauffages radiatif et convectif.

Par exemple, au bout de six heures, pour la configuration I, c'est-à-dire la configuration la plus isolée, le rapport $G_{1,\alpha}/G_0$ est voisin de 1.3 pour le chauffage radiatif et voisin de 1.8 pour le chauffage convectif.

Quant à la configuration étudiée, la plus lourde, c'est-à-dire III, $G_{3,\alpha}$ est de l'ordre de 3.3 à 4.2 après six heures de chauffage.

* Pour une configuration donnée, la valeur de G dynamique lorsque la source d'excitation est convective, est toujours supérieure à celle obtenue en chauffage radiatif.

Le tableau 1.3.2 présente les rapports $G_{\alpha, \xi} / G_{\alpha, \eta}$ pour les trois configurations.

On observe que le rapport est en moyenne de l'ordre de 1.3, quelque soit la configuration dont le renouvellement d'air est naturel.

Les résultats présentés ci-dessus montrent l'importance des premiers matériaux des parois "vus de la source d'excitation".

Nous tenterons une explication théorique liée à un modèle de répartition d'énergie dans un local donné.

Cette étude sera effectuée dans le chapitre III.

Les résultats expérimentaux présentés dans ce chapitre sont des résultats énergétique globaux, en réalité, les transferts radiatifs et convectifs jouent un rôle très important dans l'établissement de G dynamique.

Ce rôle est précisé dans le chapitre II.

I.4.3- Etude du local avec un renouvellement d'air moyen

I.4.3.1- Présentation des résultats expérimentaux

Rappelons que ce renouvellement d'air est deux fois plus important que le renouvellement d'air précédemment étudié et qu'il est voisin d'un volume par heure.

Nous donnons, figure 1-9, le tracé des courbes expérimentales de G dynamique en fonction du temps pour les trois configurations I, II et III étudiées et pour les deux modes de chauffage, convectif et radiatif.

Le tableau 1-6 donne les valeurs de G dynamique pour quelques valeurs du temps; 1/2 heure, 1 heure, 2 heures, 3 heures et 6 heures.

Nous présentons dans le tableau I-7-1 le rapport G_{β}/G_{α} pour les différentes configurations et les deux types de chauffage (*), et dans le tableau 1-7-2, se trouvent les différences entre G dynamique pour un renouvellement d'air moyen et G dynamique pour une extraction naturelle.

I.4.3.2- Remarque pour G_{β} , extraction moyenne

Nous établissons des remarques analogues à celles présentées dans le paragraphe précédent et concernant G_{α} . Puis G_{α} est pris comme référence.

* Pour les différentes configurations I, II et III du local, les pertes énergétiques sont très différentes.

(*) G_{β} : G dynamique pour un renouvellement d'air moyen.

G_{α} : G dynamique pour un renouvellement d'air faible.

G β	local avec renouvellement d'air moyen de type ETRI					
type de configuration	PaPo-PoBe +tout isolant intérieur (I)		PaPo-Be(Po) +tout isolant intérieur (II)		PaPo-Be(Po)-Be Be(Po)fond+tout isolant intérieur (III)	
	radiatif I β, η	convec- tif I β, ξ	radiatif II β, η	convec- tif II β, ξ	radiatif III β, η	convec- tif III β, ξ
1/2 h	3.2	4.2	4.8	6.6	6.6	6.95
1 h	2.7	3.85	4.4	6.25	5.9	6.75
2 h	2.3	3.35	3.9	5.9	5.4	6.35
3 h	2	3.05	3.65	5.55	5.1	6.05
6 h	1.8	2.6	3.3	5.1	4.6	5.5

- Tableau 1.6.1 -

	I	II	III
G β, ξ / G β, η	1.4	1.5	1.2
1/2 h	1.3	1.4	1.05
1 h	1.4	1.4	1.15
2 h	1.45	1.5	1.2
3 h	1.5	1.5	1.2
6 h	1.45	1.55	1.2

- Tableau 1.6.2 -

Après 6 heures, en chauffage convectif, pour une extraction d'air moyenne,

$$G_{1,\beta,\xi} = 2.6 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

$$G_{2,\beta,\xi} = 5.1 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

$$G_{3,\beta,\xi} = 5.5 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

* Pour ce renouvellement d'air, G dynamique est deux à six fois supérieure à $G_{\alpha,1}$.

Il est également toujours supérieur au G dynamique correspondant à un renouvellement d'air naturel; ceci est vrai quelque soit la configuration et quelque soit le mode de chauffage.

Les rapports G_{β}/G_{α} sont de l'ordre de 1.2, cf. tableau 1-7-1, quelque soit la configuration et quelque soit le mode de chauffage.

Il est évident que le volume d'air extrait étant supérieur, davantage d'énergie est évacuée.

Alors le rapport des volumes d'extraction est voisin de 2, le rapport des énergies fournies est voisin de 1.2.

* Nous retrouvons la remarque faite page 20, pour maintenir un même gradient de température, il faut moins d'énergie lorsque la source d'excitation est radiative que convective, cf. tableau 1-6.

Par exemple, après six heures,

$$G_{1,\beta,\eta} = 1.8 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

$$G_{1,\beta,\xi} = 2.6 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

$$G_{2,\beta,\eta} = 3.3 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

$$G_{2,\beta,\xi} = 5.1 \text{ W/}^\circ\text{C/m}^3$$

- 1 et 2 représentent les configurations

- β représente le renouvellement d'air moyen

- ξ et η désignent les modes de chauffage

Les rapports $G_{\beta,\xi}/G_{\beta,\eta}$, quelque soit la configuration sont voisins de 1.4 (# $G_{\alpha,\xi}/G_{\alpha,\eta}$).

Il faut donc environ 1,5 fois plus d'énergie pour un chauffage convectif que pour un chauffage radiatif, ceci étant vérifié pour les configurations I, II et III étudiées ainsi que pour les renouvellements d'air, faible et moyen.

* Pour mieux comprendre les variations liées d'une part au renouvellement d'air, d'autre part à la configuration et à la nature du mode de chauffage, nous faisons des remarques sur les tableaux et les courbes qui prennent en référence les valeurs de G dynamique en extraction naturelle.

Ces valeurs et ces courbes sont difficiles à interpréter.

* Dans le tableau 1-7-1, les rapports G_{β}/G_{α} sont toujours supérieurs à 1, voisins de 1.2 à 1.3.

G_{β} / G_{α}	local avec renouvellement d'air moyen de type ETRI					
type de configuration	PaPo-PoBe +tout isolant intérieur (I)		PaPo-Be(Po) +tout isolant intérieur (II)		PaPo-Be(Po)-Be (Po) fond+tout isolant intérieur (III)	
mode de chauffage	radiatif S η	convec- tif S ξ	radiatif S η	convec- tif S ξ	radiatif S η	convec- tif S ξ
1/2 h	1.15	1.2	1.15	1.3	1.2	1.15
1 h	1.15	1.2	1.2	1.3	1.2	1.2
2 h	1.2	1.2	1.25	1.3	1.25	1.2
3 h	1.2	1.3	1.3	1.35	1.3	1.2
6 h	1.2	1.3	1.3	1.4	1.35	1.2

- Tableau 1.7.1 -

$G_{\beta} - G_{\alpha}$	local avec renouvellement d'air moyen de type ETRI					
type de configuration	PaPo-PoBe +tout isolant intérieur (I)		PaPo-Be(Po) +tout isolant intérieur (II)		PaPo-Be(Po)- Be(Po) fond+tout isolant intérieur (III)	
mode de chauffage	radiatif S η	convec- tif S ξ	radiatif S η	convec- tif S ξ	radiatif S η	convec- tif S ξ
1/2 h	0.4	0.6	0.6	1.4	1.2	0.95
1 h	0.3	0.6	0.7	1.35	1	0.95
2 h	0.35	0.6	0.8	1.4	1.1	0.95
3 h	0.3	0.65	0.8	1.45	1.2	0.95
6 h	0.3	0.6	0.8	1.4	1.2	0.9

- Tableau 1.7.2 -

Le renouvellement d'air moyen a donc la même influence relative sur les configurations I, II et III, quelque soit le mode de chauffage, les rapports sont voisins de 1.3.

Précisons qu'un rapport de 1.3 correspond à 1.3 fois plus d'énergie fournie; une énergie 1.3 fois plus importante est nécessaire pour une extraction moyenne par rapport à un renouvellement d'air naturel, quelque soit le mode de chauffage et quelque soit la configuration.

Toute courbe temporelle de G_{β} se déduit par une même opération géométrique de $G_{\alpha}(t)$, il existe un parallélisme entre ces courbes représentatives .

* Les différences ($G_{\beta} - G_{\alpha}$) montrent que la quantité d'énergie extraite en supplément par le renouvellement d'air de type ETRI par rapport à l'extraction naturelle dépend à la fois de la configuration et du mode de chauffage, mais reste constante pour une configuration et un chauffage donnés.

Ce sont des termes énergétiques qui peuvent s'interpréter comme un supplément d'énergie évacuée par l'extraction.

Pour un local et un chauffage donnés, ceci traduit un parallélisme entre $G_{\alpha}(t)$ et $G_{\beta}(t)$.

Pour la configuration I, en chauffage radiatif, il faut $0.3 \text{ W}/^{\circ}\text{C}/\text{m}^3$ en plus si l'on augmente la ventilation de faible à moyenne.

Cette différence passe à $0.8 \text{ W}/^{\circ}\text{C}/\text{m}^3$ pour la configuration II toujours en chauffage radiatif.

On remarque aussi que pour la configuration I, la différence passe de 0.3 pour un chauffage radiatif à 0.6 pour un chauffage convectif.

Pour la configuration I, deux fois plus d'énergie est extraite en chauffage convectif qu'en chauffage radiatif, lorsqu'on passe d'un renouvellement d'air naturel à une extraction de type ETRI.

Pour la configuration II, cette différence passe de 0.8 en chauffage radiatif, à 1.4 en chauffage convectif.

Les valeurs de ces différences, en ce qui concerne la configuration III, sont beaucoup moins explicites car les valeurs de G pour cette configuration moyennement lourde variant de 4.3 à 7 ($G_{\alpha,1} \neq 1.1$).

* Enfin il est curieux de remarquer que pour un local dont une seule paroi a ses matériaux inversés, l'énergie qu'il faut fournir est double (2.6 à 5.1 en chauffage convectif pour les configurations I et II et pour un temps supérieur à 6 heures).

Cette remarque met en évidence l'importance de la nature des parois du local pour obtenir 1 gradient de température et 1 confort donnés.

Des explications qualitatives sont données au chapitre II (étude des températures et des flux).

$G_{\beta} / G_{0,1}$	local avec renouvellement d'air moyen de type ETRI					
type de configuration	PaPo-PoBe +tout isolant intérieur (I)		PaPo-Be(Po) +tout isolant intérieur (II)		PaPo-Be(Po)- Be(Po) fond+tout isolant intérieur (III)	
mode de chauffage	radiatif S_{η}	convec- tif S_{ξ}	radiatif S_{η}	convec- tif S_{ξ}	radiatif S_{η}	convec- tif S_{ξ}
1/2 h	2.9	3.8	4.3	6	6	6.3
1 h	2.5	3.5	4	5.7	5.35	6.15
2 h	2	3.05	3.5	5.35	4.9	5.75
3 h	1.8	2.7	3.3	5.05	4.65	5.5
6 h	1.5	2.4	3	4.65	4.2	5

Tableau 1.8

$G_{0,1} = 1,1$

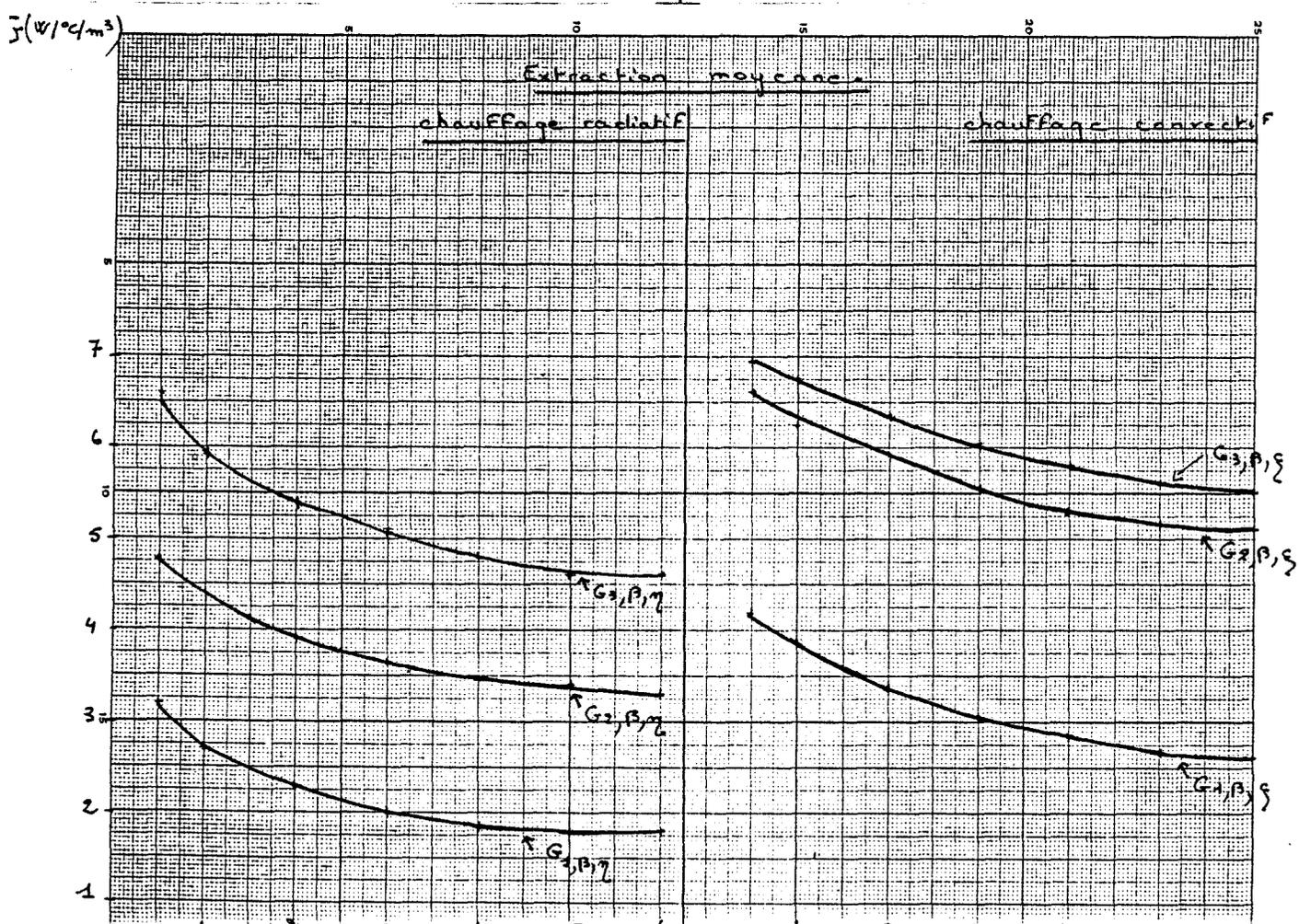
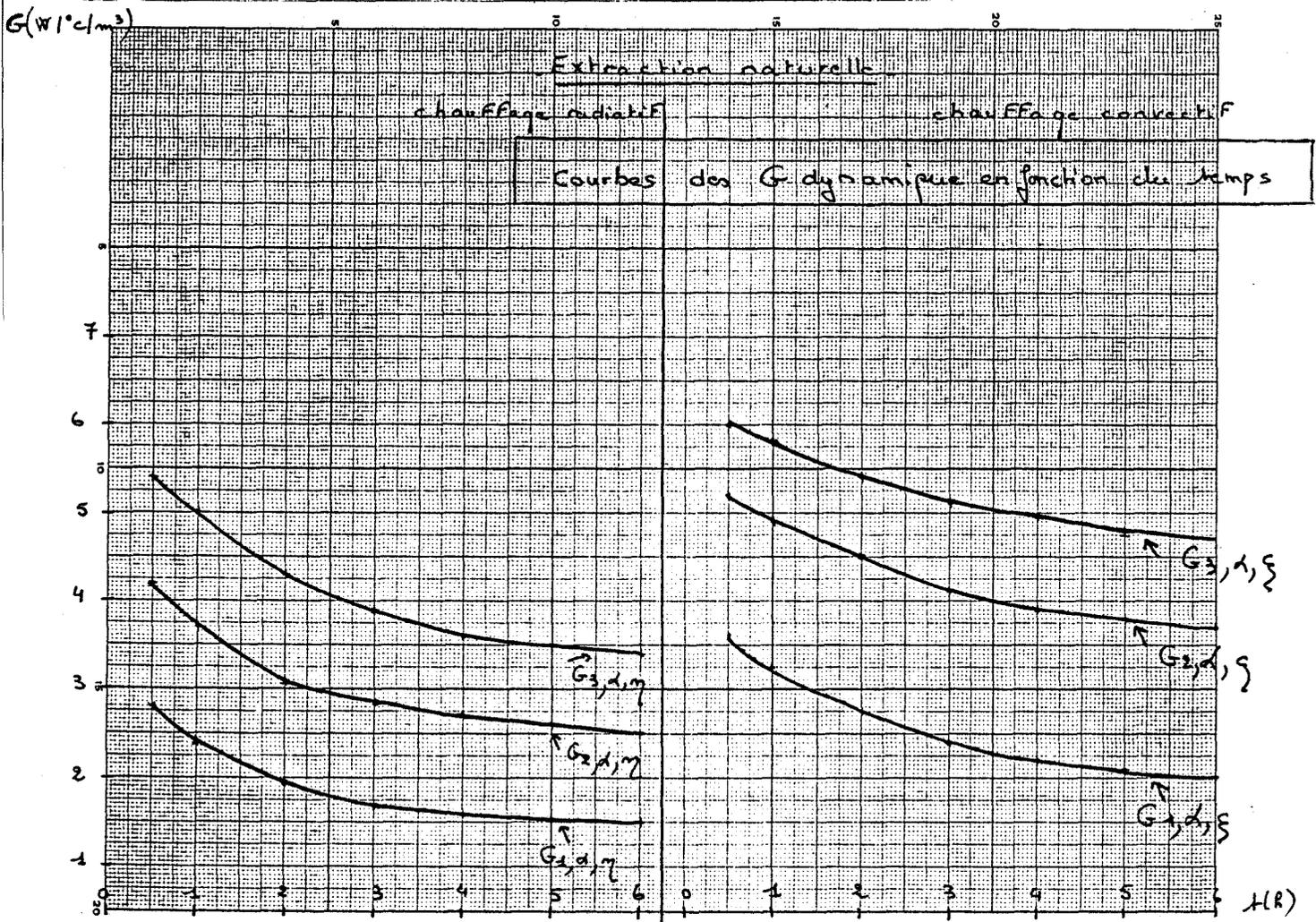


Figure I-8

I.4.4- Etude du local avec renouvellement d'air important

I.4.4.1- Présentation des résultats expérimentaux

Cette extraction est forte -5 fois plus importante que l'extraction naturelle-, voisine de 2.5 volumes par heure.

Nous présentons les résultats expérimentaux -G dynamique en fonction du temps pour les trois configurations I, II et III, pour le chauffage majoritairement radiatif et pour le chauffage de type convectif.

Dans le cas d'un tel renouvellement d'air, le temps d'obtention du gradient de température désiré (les configurations II et III) est très long, compte tenu du fait que la puissance de chauffage instantanée, réellement disponible est insuffisante.

Les mesures sont donc moins précises; par ailleurs, la régulation donnant ΔT constant est plus difficile à assurer.

Nous présentons la zone d'encadrement pour les relevés expérimentaux, en fonction du temps-configurations II et III-.

De la même façon, le tableau 1.9 donne, pour quelques valeurs du temps, 1/2 heure, 1 heure, 2 heures, 3 heures, 4 heures, 5 heures et 6 heures, les différentes valeurs de G dynamique pour la configuration I et des zones d'encadrement pour les deux autres configurations.

Dans le tableau 1.10, se trouvent les rapports G_{γ}/G_{α} (*) et les différences $G_{\gamma} - G_{\alpha}$.

Enfin, le tableau 1.11 établit le rapport $G_{\gamma}/G_{\alpha,1}$.

Ces deux tableaux concernent uniquement la configuration I.

(*) G_{γ} = G dynamique, extraction de type VORTICE

G_{α} = G dynamique, extraction naturelle.

G_{γ}	local avec renouvellement d'air important de type VORTICE					
type de configuration	PaPo-PoBe (I)		PaPo-Be (Po) (II)		PaPo-Be (Po) - Befond (Po) (III)	
mode de chauffage	radiatif S_{η}	convec-tif S_{ξ}	radiatif S_{η}	convec-tif S_{ξ}	radiatif S_{η}	convec-tif S_{ξ}
1/2 h	6.1	7.6 7.6	7.5- 8.8	10.7- 12.1	7.5- 8.8	10.7- 12.1
1 h	4.55	6.75	6.85- 8.3	9.8- 11.2	6.85- 8.3	9.8- 11.2
2 h	3.7	6.1	6.2- 7.3	9- 10.4	6.2- 7.3	9- 10.4
3 h	3.5	5.7	5.8- 6.8	8.4- 9.7	5.8- 6.8	8.4- 9.7
4 h	3.45	5.5	5.5- 6.5	7.9- 9.2	5.5- 6.5	7.9- 9.2
5 h	3.45	5.3	5.3- 6.2	7.5- 8.9	5.3- 6.2	7.5- 8.9
6 h	3.4	5.15	5.25- 6	7.4- 8.6	5.25- 6	7.4- 8.6

- Tableau 1.9 -

Configuration I				
temps (h)	$G_{\gamma} - G_{\alpha}$		G_{γ} / G_{α}	
	I_{η}	I_{ξ}	I_{η}	I_{ξ}
1/2	3.3	4	2.2	2.1
1	2.15	3.5	1.9	2.1
2	1.75	3.35	1.9	2.2
3	1.8	3.3	2.05	2.3
6	1.9	3.15	2.2	2.5

Tableau 1.10

	$\approx G\gamma / G_{0,1}$	
temps (h)	I η	I ξ
1/2	5.55	6.9
1	4.1	6.1
2	3.3	5.55
3	3.2	5.2
6	3.1	4.7

Tableau 1.11

I.4.4.2- Remarques pour $G\gamma$ -extraction forte-

Les remarques faites au sujet de l'extraction forte sont dans le même sens que les remarques concernant l'extraction moyenne.

a)- Pour les différentes configurations I, II et III du local, les pertes énergétiques sont très différentes, par exemple, au bout de six heures, pour la configuration I, G_d est de l'ordre de $5.2 \text{ W}/^\circ\text{C}/\text{m}^3$.

Il est évident que ces pertes d'énergie sont très liées à l'énergie thermique extraite importante mais la différence ($7.5 - 5.2 = 2.3 \text{ W}/^\circ\text{C}/\text{m}^3$) montre un effet de paroi particulier; des mesures complémentaires sont encore nécessaires pour préciser les effets tourbillonnaires et de stratification liés aux parois de faible ou forte effusivité.

b)- Pour la configuration I, en chauffage radiatif, G_d varie de 1.5 pour l'extraction naturelle à 3.4 pour l'extraction forte.

Quant à la configuration II, en chauffage radiatif également, G_d varie de 2.5 pour l'extraction naturelle à 5.3 environ pour l'extraction forte.

Le couplage extraction-effets radiatifs est difficile à préciser.

c)- Si l'on admet que l'extraction forte correspond à une énergie extraite de l'ordre de $2W/°C/m^3$. Les résultats obtenus montrent des distorsions importantes puisque G_d mesuré au bout de 6 heures, varie de 3.5 à $8.5 W/°C/m^3$ suivant la configuration et la nature du chauffage ($G_{\gamma-1} = 1.1 + 2 W/°C/m^3 =$ valeur cohérente du régime permanent, on retrouve la valeur de G_d pour la configuration I et le chauffage radiatif, en extraction forte).

d)- La comparaison de G dynamique -chauffage radiatif-convectif- pour la même extraction -ici forte- et la même configuration fait apparaître pour la configuration I des variations de 1.5 à $2.4 W/°C/m^3$ -variations qui montrent à nouveau l'importance des régimes tourbillonnaires.

I.5- Conclusion du premier chapitre

Rappelons que G traduit par m^3 la somme des énergies perdues pour une variation de $1°C$ de la température d'air; pour un local sans énergie entrante et sans occupant, G est égal à B (B est égal à l'énergie à fournir par m^3 et par $°C$).

L'introduction d'un nouveau coefficient G dynamique pour les locaux d'habitation (en l'absence de flux entrants par les fenêtres) et pour les premières heures de chauffage permet de bien comprendre.

a)- l'influence de la nature des parois latérales (dans nos expériences, plafond et plancher sont isolés de l'intérieur et ne sont jamais modifiés).

b)- l'influence de la nature de la source de chauffage, nous avons choisi deux types de source, l'une en majorité radiative, l'autre en majorité convective.

c)- l'influence du volume horaire d'extraction d'air. Nous avons choisi trois densités d'extraction, faible, moyenne et forte.

Nous avons étudié le comportement d'un local de $G_{\gamma-1}$ constant voisin de 1.1 pour trois configurations de parois différentes:

- I représente le local sous sa forme dite "légère"- vue de l'intérieur, une surface latérale plâtre de $6.78 m^2$ (matériau d'effusivité 800) et toutes les autres parois isolées de l'intérieur.

- II représente le local sous sa forme dite "inertie moyenne", une surface latérale plâtre, une surface latérale béton de $6.78 m^2$ (béton: matériau lourd d'effusivité voisine de 2000) et les autres parois isolées de l'intérieur.

- III représente le local sous sa forme dite "semi-lourde"- une surface latérale plâtre, deux surfaces latérales béton (la deuxième est de $5.05 m^2$) et les autres parois isolées de l'intérieur.

Nous résumons ci-après quelques résultats expérimentaux qui montrent des variations importantes:

G_d	temps (h)	I	II	III
$G_{d,\eta}$	2	1.95	3.1	4.3
	6	1.5	2.5	3.4
$G_{d,\xi}$	2	2.75	4.5	5.4
	6	2	3.7	4.6

$$G_{d,\xi}/G_{d,\eta} \approx 1.4$$

Les fortes variations obtenues montrent l'importance de ce nouveau facteur énergétique, G dynamique, pour la caractérisation d'un local en régime transitoire.

Les valeurs montrent aussi que G dynamique, qui traduit les pertes réelles d'énergie restent souvent très supérieures à G , durant plusieurs heures, plusieurs jours et continuellement en régime transitoire. Des mesures durent plusieurs jours ont été effectuées et traduisent ces résultats.

Notre étude montre également :

- la supériorité absolue de l'isolation interne des locaux d'habitation, quelque soit la source de chauffage, la durée de l'expérimentation et les volumes d'extraction d'air. Les pertes d'énergie augmentent de 150 à 200 % en passant de la configuration I aux configurations II et III.

- la supériorité absolue du chauffage par source majoritairement radiative. Les pertes d'énergie augmentent de 140% quand on passe d'un chauffage à source radiative à un chauffage de type convectif.

- des essais non reportés dans ce chapitre montrent la supériorité absolue des plafonds isolés par rapport aux plafonds lourds avec des pertes d'énergie augmentées de 150 à 200%.

Notre travail met aussi en valeur l'influence du volume horaire d'extraction.

On peut, en première approximation, traduire l'extraction d'air par une énergie perdue. Cette énergie n'est pas constante; elle dépend de la nature des parois et du type de chauffage.

Les variations du volume horaire d'extraction d'air s'interprètent comme des quantités d'énergie nécessairement supplémentaires.

Rappelons que nous n'avons pas cherché l'influence systématique des plafonds et des sols. Cette étude sera effectuée ultérieurement.

Précisons également que nous n'avons pas étudié l'influence des flux entrants par les fenêtres; il est évident que l'influence relative des flux radiatifs se ferait davantage sentir pour les structures "légères".

Les résultats quantitatifs présentés montrent l'importance des paramètres à prendre en compte pour introduire un modèle.

Nous pouvons préciser qu'à notre avis pour un local donné, il faut introduire les paramètres expérimentaux pour rendre compte des résultats obtenus.

Le chapitre III sera relatif à un essai de modèle.

Des études complémentaires sur d'autres types de locaux sont nécessaires avant de demander l'introduction systématique, en plus des coefficients $G_{0,1}$ et B du régime permanent, d'un coefficient G dynamique en régime transitoire.

CHAPITRE II

ETUDE DES FLUX ET DES TEMPERATURES

II.1- INTRODUCTION

Nous avons montré au premier chapitre l'importance sur les pertes énergétiques, des configurations (ordre des couches pour former une paroi), de l'extraction et de la nature de la source de chauffage.

Rappelons que nous avons obtenu des consommations énergétiques variant dans un rapport 700/100, les consommations étant toujours nettement supérieures à la consommation théorique du régime permanent $G_{0,1}$.

Pour préciser les raisons qualitatives et quantitatives qui conduisent à des résultats aussi différents, nous analysons dans ce chapitre la nature des flux radiatifs et convectifs existant sur les parois latérales et éventuellement sur le plafond et le plancher, ainsi que les gradients entre la température d'air intérieur et les températures de surface des parois.

Pour présenter ces différents résultats, nous choisissons l'analyse par configuration I, II et III.

Pour chacune de ces configurations, nous présentons les flux pour les deux types de chauffage et pour les différentes extractions d'air, faible, moyenne et forte ainsi que les gradients de température correspondants.

Rappelons que pour une paroi donnée, à partir d'un local sans condition initiale, puis excitée par une énergie thermique, il existe une relation simple entre l'impédance temporelle de la paroi, la température instantanée de surface et le flux.

Au chapitre III, nous précisons les réponses temporelles des parois multicouches et la valeur des impédances temporelles.

II.2- ETUDE DE LA CONFIGURATION I- DITE "STRUCTURE LÉGÈRE"

Toutes les parois sont isolées de l'intérieur, sauf une paroi latérale PaPo (7 cm de plâtre et 5 cm d'isolant), de surface 6.78 m^2 .

II.2.1- Extraction naturelle

II.2.1.1- Présentation des résultats

Pour la configuration 1 et pour une extraction "dite naturelle", nous présentons tableau 2.1, pour quelques valeurs caractéristiques du temps et pour un gradient de température de $10 \text{ }^\circ\text{C}$ (air intérieur-puits à température constante):

CONFIGURATION I - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION NATURELLE

PAROI PoBe							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Po)$	0.95	0.87	0.96	0.92	0.86	0.8	0.85
Φ_t	5.5	5	5	5	5	5	5
Φ_c	3	3	2.8	2.5	3	2.92	3
Φ_r	2.5	2	2.2	2.5	2	2.08	2

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5.01	4.38	3.77	3.14	2.65	2.25	2.07
Φ_t	39.7	35	29	22.6	19.1	15.8	14.6
Φ_c	20.6	19.6	16.5	12.6	11	8.65	8
Φ_r	19.1	15.4	12.5	10	8.1	7.15	6.6

CONFIGURATION I - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION NATURELLE

PAROI PoBe							
$\Delta T(a, Po)$	0.51	0.4	0.4	0.36	0.39	0.38	0.46
Φ_t	3.1	3	3	3.1	3.65	4	3.8
Φ_c	7.6	7	6	5.5	5.5	5.2	5.3
Φ_r	-4.5	-4	-3	-2.4	-1.85	-1.2	-1.5

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	4.84	4	3.05	2.44	2.15	1.82	1.74
Φ_t	38.4	32.5	25.5	19.2	16	14.5	13
Φ_c	28.3	24	19	14.6	12	10.5	9
Φ_r	10.1	8.5	6.5	4.6	4	4	4

Tableau 2-1 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi).

- .Les flux sont désignés par Φ_t = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- .Tous les flux sont exprimés en $W.m^2.^{\circ}C$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^{\circ}C$.
- .Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^{\circ}C$.

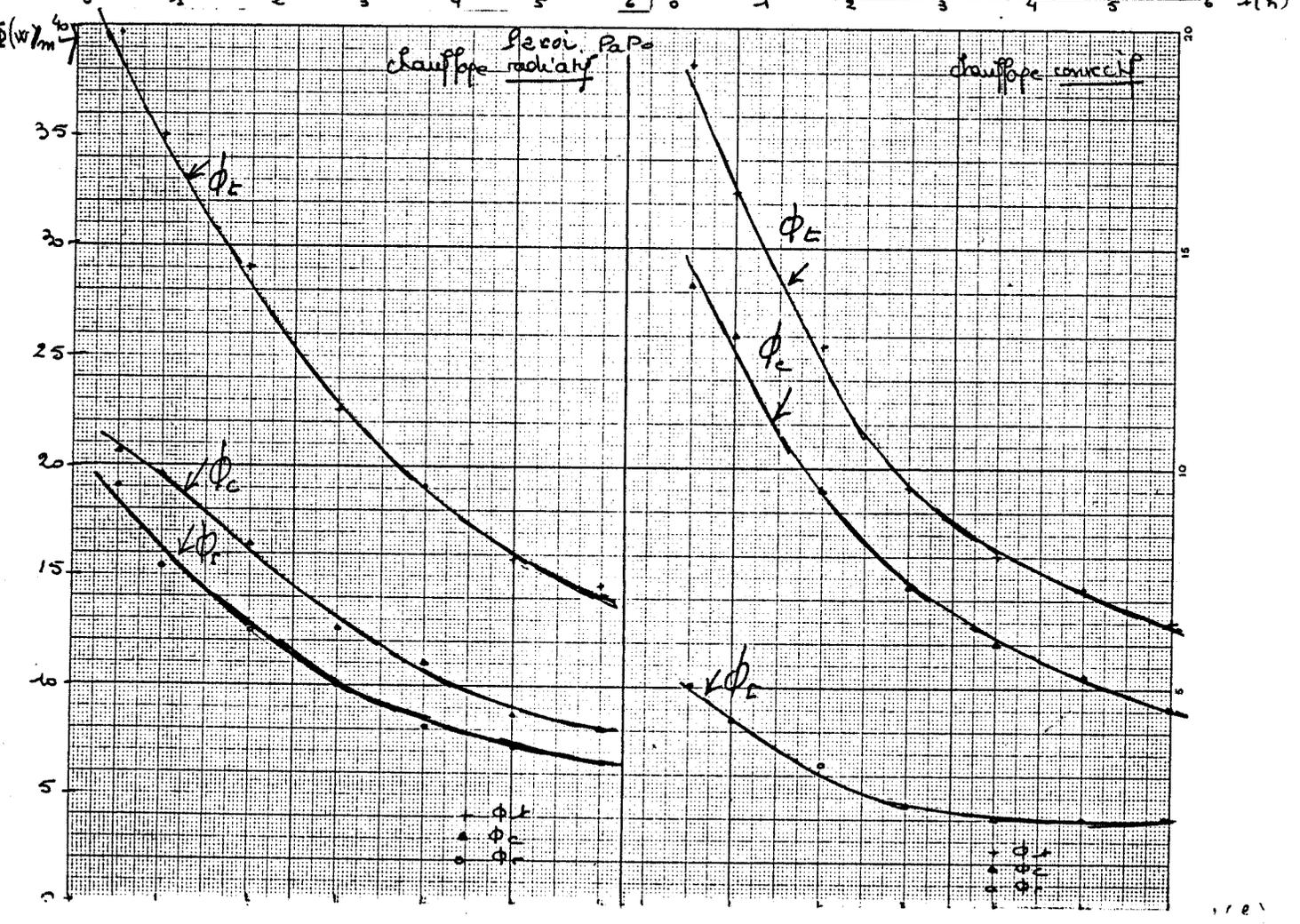
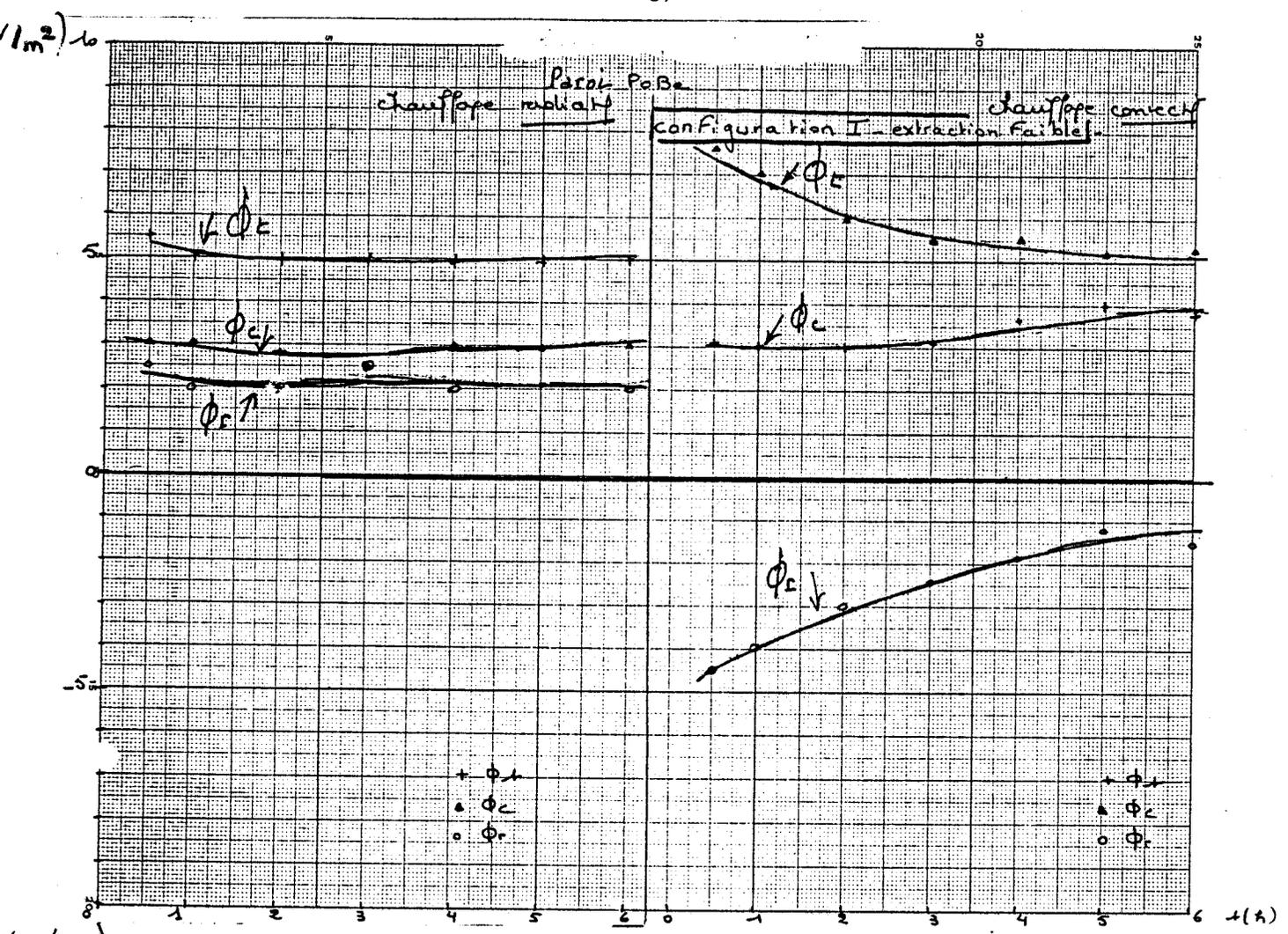


Figure -2.1.

- les gradients de température (air ambiant-température de surface) notés $\Delta T(a, Po)$ et $\Delta T(a, Pa)$.

- le flux total entrant dans la paroi-plâtre- ainsi que ses composantes radiatives et convectives pour les deux types de chauffage.

- le flux total entrant dans une paroi latérale PoBe et ses composantes respectives pour les deux types de chauffage.

II.2.1.2- Remarques concernant les températures

* La température de la paroi "légère" PoBe suit fidèlement la température de l'air ambiant; ceci est lié à l'effusivité voisine de 50 du matériau polystyrène.

* La température de la paroi plâtre montre des gradients de température très importants durant les trois premières heures.

Rappelons qu'il s'agit du phénomène classique de la montée en température d'un matériau d'effusivité 800. C'est seulement au bout de 12 heures que la paroi plâtre PaPo prend une température voisine de la paroi PoBe.

II.2.1.3- Remarques concernant les flux

Les flux totaux entrant dans chacune des parois suivent les gradients de température, ils sont indépendants du type d'excitation(cf.tableau 2.1), chauffage majoritairement radiatif ou chauffage majoritairement convectif.

Au bout de six heures, le flux total entrant dans la paroi PaPo est de 14.6 $W/°C/m^3$ en chauffage radiatif; il est de l'ordre de $13 W/°C/m^3$ en chauffage convectif.

Ces résultats montrent que même en régime transitoire et avec des transferts radiatifs et convectifs, les relations temporelles flux-température sont définies dans une paroi multicouche. La relation unique entre température de surface, flux entrant, nature de la paroi multicouche et temps est bien connue pour les régimes de conduction(cf.chapitre III, page 71).

* Par contre, l'analyse des flux composant le flux total montre des disparités importantes, liées au type de chauffage(cf.courbes fig.2.1):

- en chauffage radiatif, la composante radiative du flux entrant dans une paroi est du même ordre de grandeur que sa composante convective;

- en chauffage convectif, des différences importantes apparaissent dans les composantes radiatives et convectives.

Le bilan apparent des flux radiatifs est faible:

+ pour la paroi PaPo, il reste positif.

+ pour la paroi PoBe, il devient rapidement négatif; la surface de la paroi joue le rôle de source radiative secondaire.

Ces effets mettent bien en évidence des couplages de nature différente, liés à la nature de la surface(cf.tableau 2.1), le flux total entrant dans une paroi étant insuffisant pour caractériser cette paroi du point de vue thermique.

II.2.2- Extraction moyenne de type ETRI

II.2.2.1- Présentation des résultats

Pour la configuration I et pour une extraction moyenne de type ETRI, nous présentons, tableau 2.2, pour quelques valeurs du temps et pour un gradient de température de 10°C (air ambiant-air extérieur):

- Les gradients de température $\Delta T(a, Po)$ et $\Delta T(a, Pa)$.
- Le flux total entrant dans la paroi PaPo, ainsi que ses composantes radiatives pour les deux types de chauffage.
- Le flux total entrant dans la paroi PoBe et ses composantes pour les deux types de chauffage.

Les courbes normalisées des flux sont présentées figure 2.2. On retrouve les mêmes types de courbes obtenues pour la même configuration, mais avec un renouvellement d'air faible.

II.2.2.2- Remarques concernant les températures

- * La température de la paroi "légère" PoBe suit fidèlement, comme en extraction naturelle, la température de l'air ambiant.
- * Les températures des parois sont identiques à celles de l'extraction naturelle.

II.2.2.3- Remarques concernant les flux

Rappelons que pour une extraction moyenne de type ETRI, l'énergie fournie est plus importante que pour une extraction naturelle (évacuation de l'énergie par l'extraction).

- * Par contre, les flux totaux entrants suivent à nouveau les gradients de température.
- * On retrouve aussi la même analyse concernant les composantes radiatives et convectives des flux entrants:

CONFIGURATION I - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION MOYENNE ETRI

PAROI PoBe							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Po)$	1.1	0,9	0.85	0.8	0.8	0.75	0.6
Φ_t	5	5	5	5	5	5	5
Φ_c	2	2	2	2	2	2	2
Φ_r	3	3	3	3	3	3	3

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5.2	4.45	3.45	2.75	2.4	1.95	1.6
Φ_t	36	32	27	22	18	16	14
Φ_c	21	17	13.5	10	8,5	8	7
Φ_r	15	15	13.5	12	9,5	8	7

CONFIGURATION I - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION MOYENNE ETRI

PAROI PoBe							
$\Delta T(a, Po)$	0.5	0.55	0.5	0.55	0.5	0.45	0.5
Φ_t	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Φ_c	7	7	6.5	6	6	5.5	5
Φ_r	-4,5	-4.5	-4	-3,5	-3.5	-3	-2.5

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5.4	4.7	3.95	3.3	2.5	1.9	1.7
Φ_t	38	33.5	28	23	18,5	14.5	12.5
Φ_c	25	24	20	15,5	12.5	9.5	8.5
Φ_r	13	9.5	8	7.5	6	5	4

Tableau 2-2 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi),

- Les flux sont désignés par Φ_1 = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- Tous les flux sont exprimés en $W/^\circ C/m^2$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^\circ C$.
- Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^\circ C$.

configuration I extraction moyenne

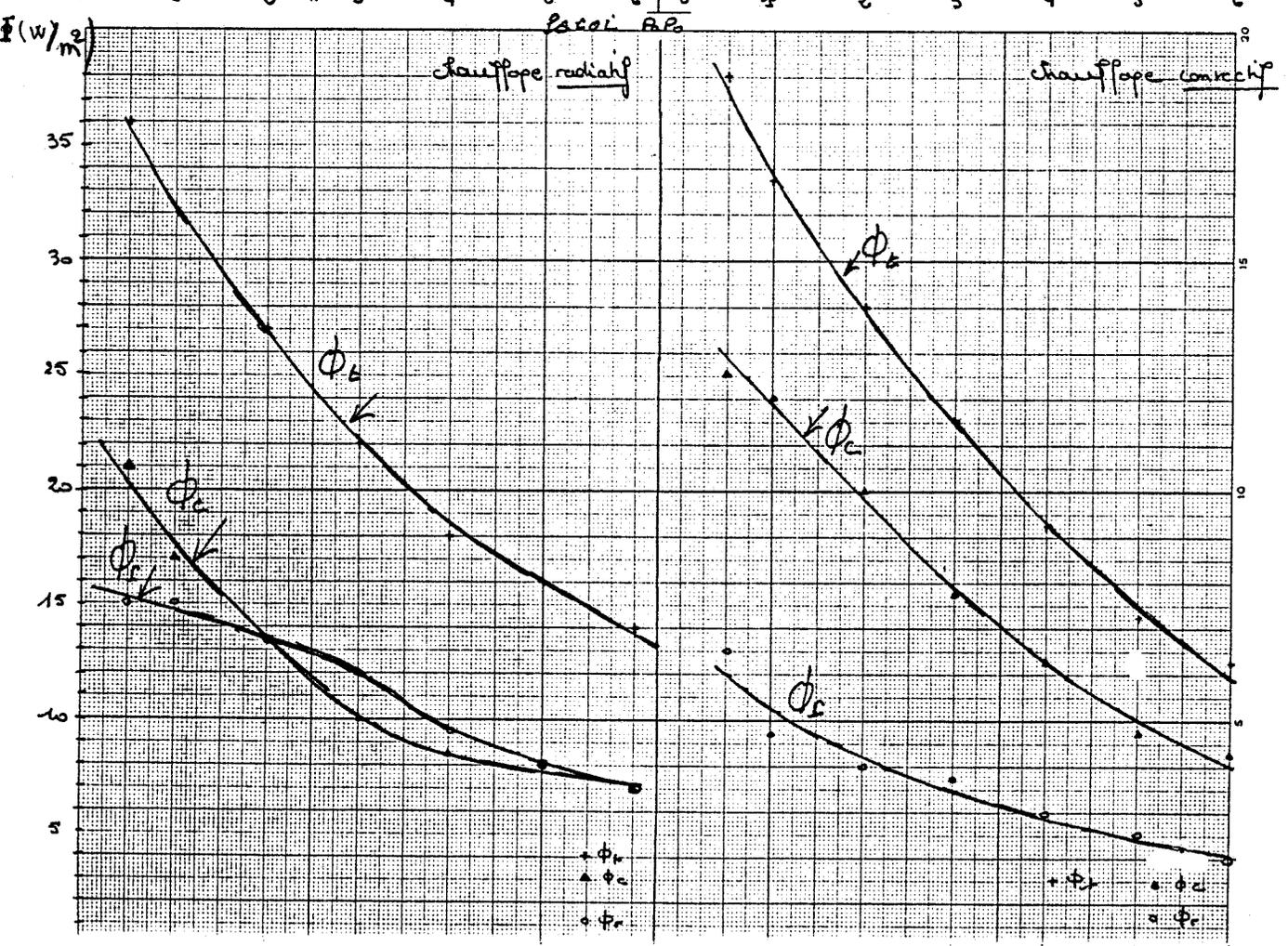
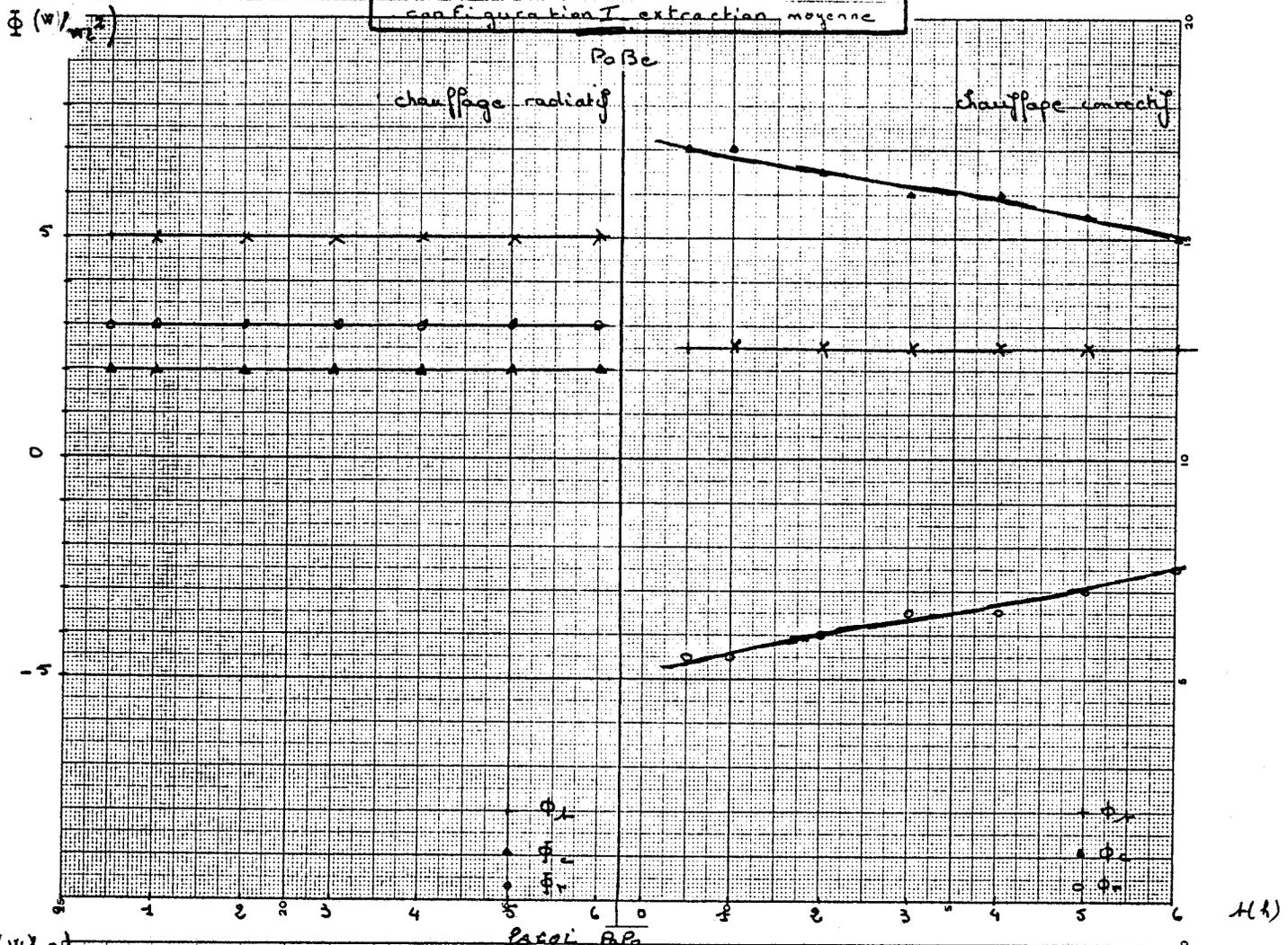


Figure 2-2

- en chauffage radiatif, les deux composantes sont du même ordre, pour une même paroi;

- en chauffage convectif, le bilan apparent radiatif est faible, voir même négatif pour la paroi légère.

A nouveau, l'analyse des flux radiatifs et convectifs sur les parois permet de comprendre pourquoi pour un même gradient de température 10°C, pour une même extraction d'air, l'utilisation d'un chauffage majoritairement radiatif permet une économie importante:

+ extraction moyenne: 45%

+ extraction naturelle: 33%

On constate que les mécanismes (évolution des gradients de température et des flux radiatifs et convectifs) mis en évidence sont de même nature pour les renouvellements d'air, faible et moyen. Pourtant, l'extraction moyenne est deux fois plus importante et les consommations énergétiques (extraction moyenne-extraction naturelle) varient dans un rapport 1.2 (chauffage radiatif) et 1.3 (chauffage convectif).

Rappelons que pour le chauffage convectif, le bilan radiatif apparent est fortement négatif (il illustre un couplage énergie convective-énergie radiative très important).

II.2.3- Extraction de type VORTICE

Le tableau 2.3 regroupe, pour la configuration I et pour une extraction forte de type VORTICE:

- Les gradients de température $\Delta T(a, Po)$ et $\Delta T(a, Pa)$,
- Le flux total entrant dans PaPo ainsi que ses composantes,
- Le flux total entrant dans PoBe et ses composantes.

Les courbes des flux normalisés sont présentées figure 2.3.

- Les gradients de température de paroi ainsi que les flux totaux sont en moyenne comparables avec ceux mesurés pour les extractions, faible et moyenne.

- Des différences apparaissent quand on analyse les composantes radiatives et convectives des flux totaux:

a)- en chauffage radiatif, pour le plâtre et l'isolant, la composante radiative du flux entrant est plus importante que la composante convective; la composante convective s'annule pour l'isolant, après deux heures.

b)- en chauffage convectif, les remarques sur l'extraction forte sont les mêmes que pour les extractions, naturelle et moyenne. A nouveau pour les parois très isolées, on a un bilan radiatif apparent négatif important.

CONFIGURATION I - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION FORTE (VORTICE)

PAROI PoBe							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Po)$	1	1	1	1	1	1	1
Φ_t	7.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
Φ_c	2	1	0	0	0	0	0
Φ_r	5.5	5.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	4.75	4.2	3.45	3	2.6	2.25	1.95
Φ_t	39.4	35.7	29.5	24	19.7	16	13
Φ_c	16	15.4	13.5	9.9	6.8	3.7	1
Φ_r	23.4	20.3	16	14.1	12.9	12.3	12

CONFIGURATION I - CHAUFFAGE CONVectif - EXTRACTION FORTE (VORTICE)

PAROI PoBe							
$\Delta T(a, Po)$	0.65	0.5	0.4	0.25	0.2	0.17	0.15
Φ_t	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
Φ_c	5.5	5.5	5.5	5.5	6	5	5.5
Φ_r	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.9	-1.9	-2.4

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	4.6	3.9	2.9	2.4	1.95	1.55	1.25
Φ_t	43.5	38	29	23.5	18.5	16	13.5
Φ_c	25.5	24	20	17	13	10	8.5
Φ_r	18	14	9	6.5	5.5	6	5

Tableau 2-3 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi)

- .Les flux sont désignés par Φ_t = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- .Tous les flux sont exprimés en $W/^\circ C/m^2$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^\circ C$.
- .Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^\circ C$.

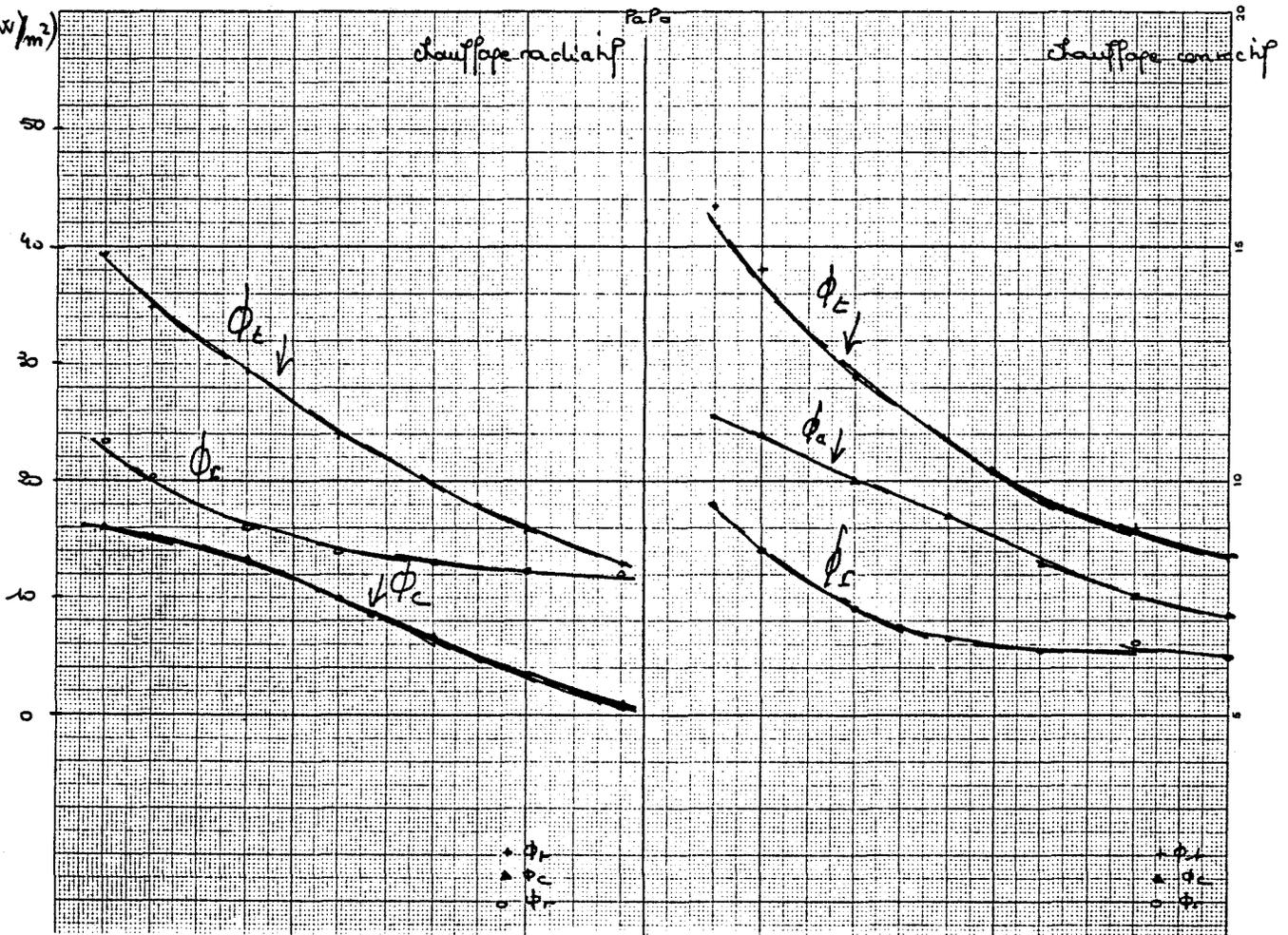
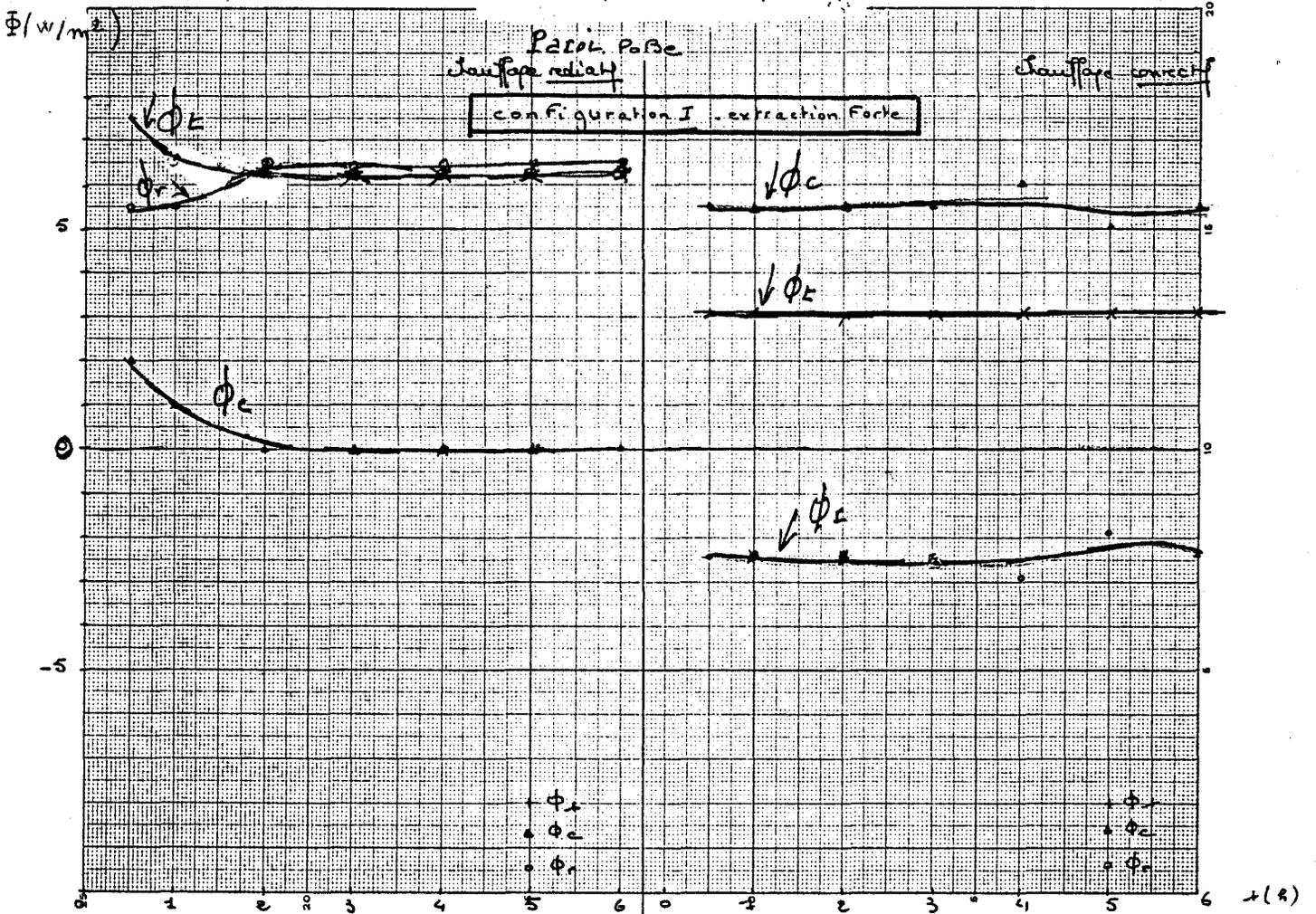


Figure - 2.3 -

II.2.4- Conclusion

L'observation des courbes temporelles des gradients de température et des flux montre que les trois extractions d'air -faible, moyenne et forte- créent des effets analogues et de même amplitude au niveau des parois sur la configuration I "dite légère". Il faut toutefois apporter une pondération pour l'analyse des mesures effectuées en chauffage radiatif, pour l'extraction forte: il existe dans ce cas, une convection plus importante.

On peut donc dire que les extractions d'air, faible et moyenne, n'ont pas d'effet direct sur le confort (température de paroi et nature des flux) et que l'analyse (extraction-consommation) n'est pas décrite par une relation simple, sachant que l'extraction moyenne extrait un volume d'air deux fois plus important et consomme 1.2 à 1.3 fois plus d'énergie que le renouvellement d'air naturel.

II.3- ETUDE DE LA CONFIGURATION II DITE "STRUCTURE FAIBLEMENT LOURDE"

Toutes les parois sont isolées de l'intérieur sauf deux parois latérales: PaPo de surface 6.78 m^2 et BePo (33 cm de béton et 5 cm d'isolant) de surface 5.05 m^2 .

Rappelons que pour cette configuration, il faut pour maintenir le même gradient intérieur-extérieur, fournir une énergie plus importante que pour la configuration I, ceci pour chaque renouvellement d'air.

II.3.1- Extraction naturelle

II.3.1.1- Présentation des résultats

Pour la configuration II et pour l'extraction naturelle, nous présentons tableau 2.4, pour quelques valeurs caractéristiques du temps d'une demi-heure à six heures et pour un gradient de température de 10°C (air intérieur-air extérieur):

- Les gradients de température (air ambiant-température de surface) notés $\Delta T(a,Be)$ et $\Delta T(a,Pa)$,
- Le flux total entrant dans la paroi-plâtre- ainsi que ses composantes radiatives et convectives pour les deux types de chauffage,
- Le flux total entrant dans la paroi-béton- ainsi que ses composantes respectives pour les deux types de chauffage.

Les courbes représentant les gradients de température $\Delta T(a,Be)$ et $\Delta T(a,Pa)$ sont données figure 2.4.

TABLEAU 2-4

CONFIGURATION II - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION NATURELLE

PAROI BETON							
temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T^{\circ}\text{C}$	6.7	6.5	6.15	5,85	5.55	5.30	5.10
ϕ_t	44	42,5	40,8	39	37,8	36,8	35,5
ϕ_c	23,5	22,5	20,8	20,5	21,3	21,3	19
ϕ_r	20,5	20	20	18,5	16,5	15,5	16,5

PAROI PLATRE							
$\Delta T^{\circ}\text{C}$	5,5	5,20	4,7	4,25	3,90	3,5	3,2
ϕ_t	35	31,5	25,5	20	18,5	14	13,5
ϕ_c	24	23,25	19	15,5	12	10	10
ϕ_r	9	8,25	6,5	5,5	4,5	4	3,5

CONFIGURATION II - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION NATURELLE

PAROI BETON							
$\Delta T^{\circ}\text{C}$	6,20	6	5,75	5,5	5,35	5,12	5,05
ϕ_t	43	42,5	41	39	37,8	36,8	36
ϕ_c	30	29,5	28,5	26	24,8	24,3	24,5
ϕ_r	13	13	12,5	13	13	12,5	11,5

PAROI PLATRE							
$\Delta T^{\circ}\text{C}$	4,8	4,40	3,9	3,43	3	2,70	2,40
ϕ_t	35	31,5	25,5	20	16	13,5	13
ϕ_c	26	26,5	23	18	15	14	14
ϕ_r	9	5	2,5	2	1	- 0,5	- 1

ϕ_t, ϕ_c, ϕ_r flux total, composante convective, composante radiative entrants dans les parois en $\text{W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$

$\Delta T'$: gradient de température air ambiant - surface de paroi

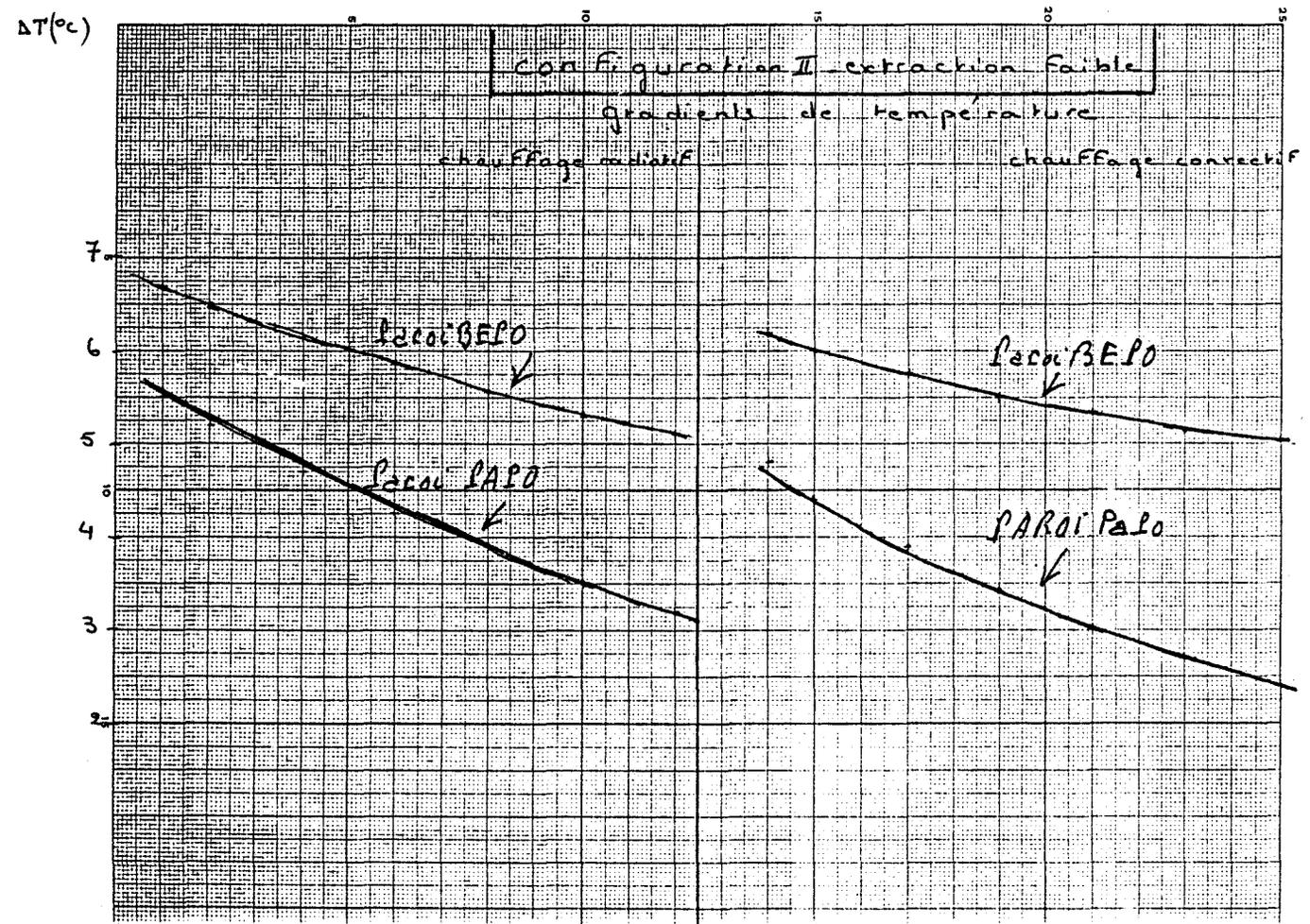
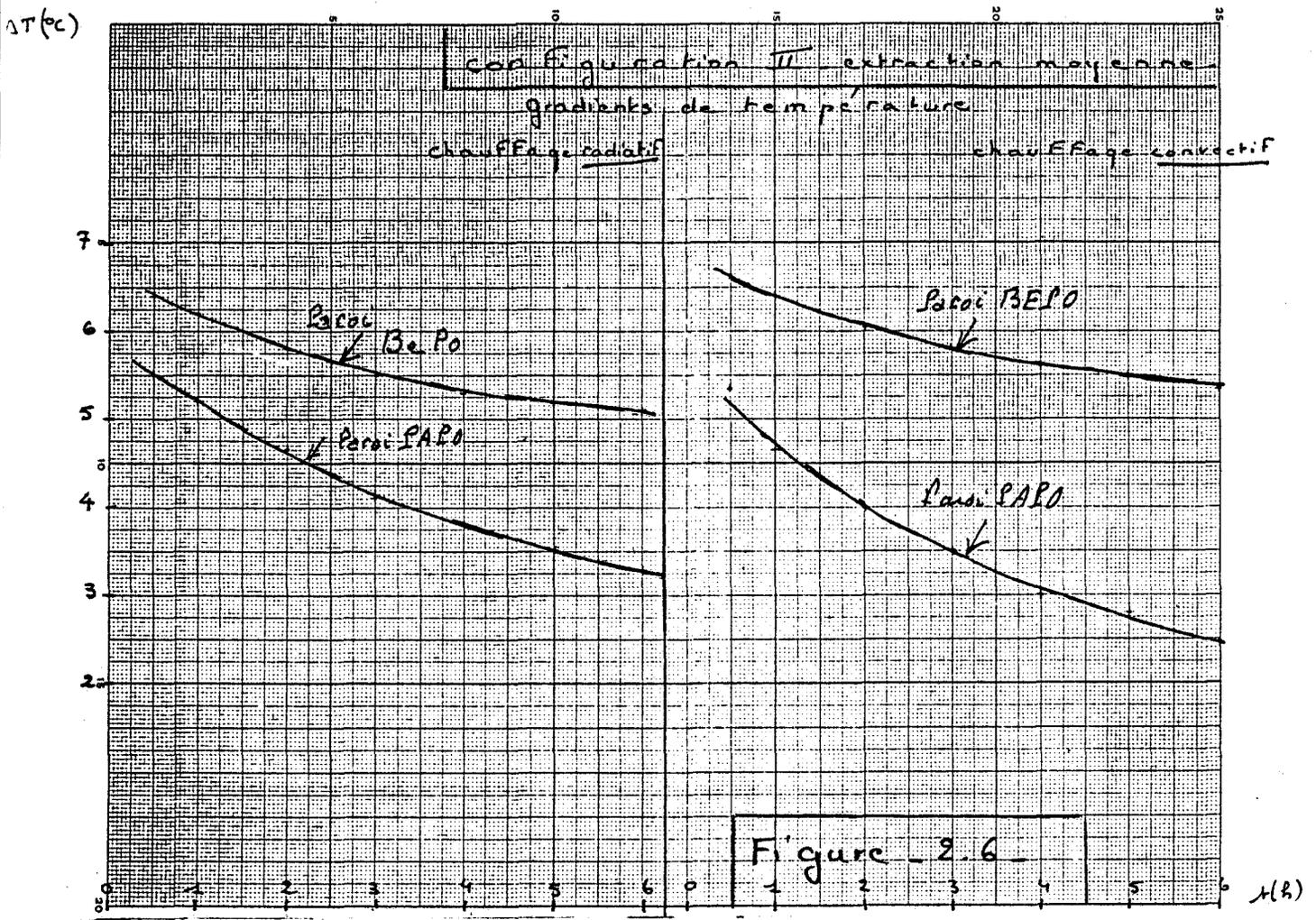


Figure - 2.4 -

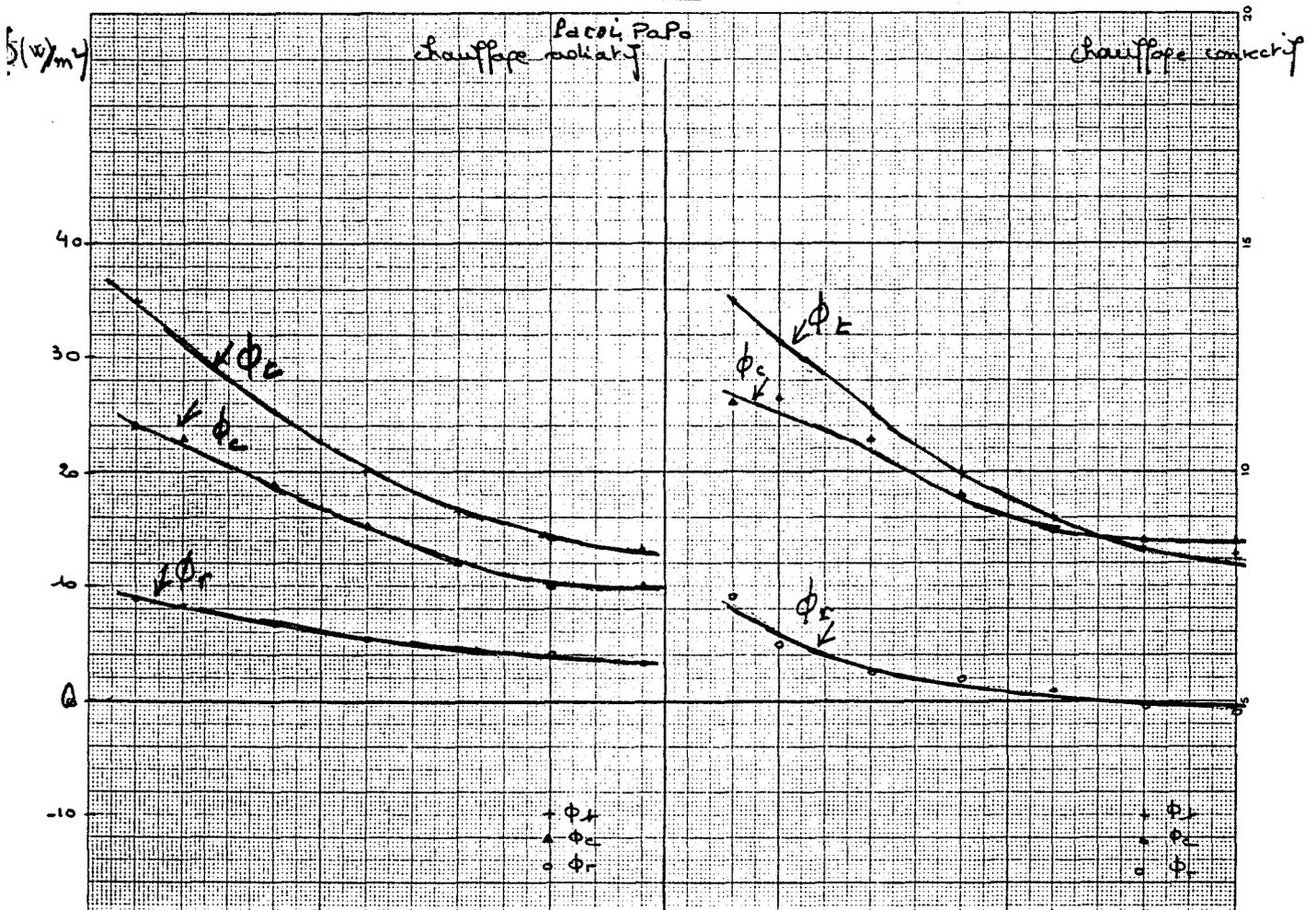
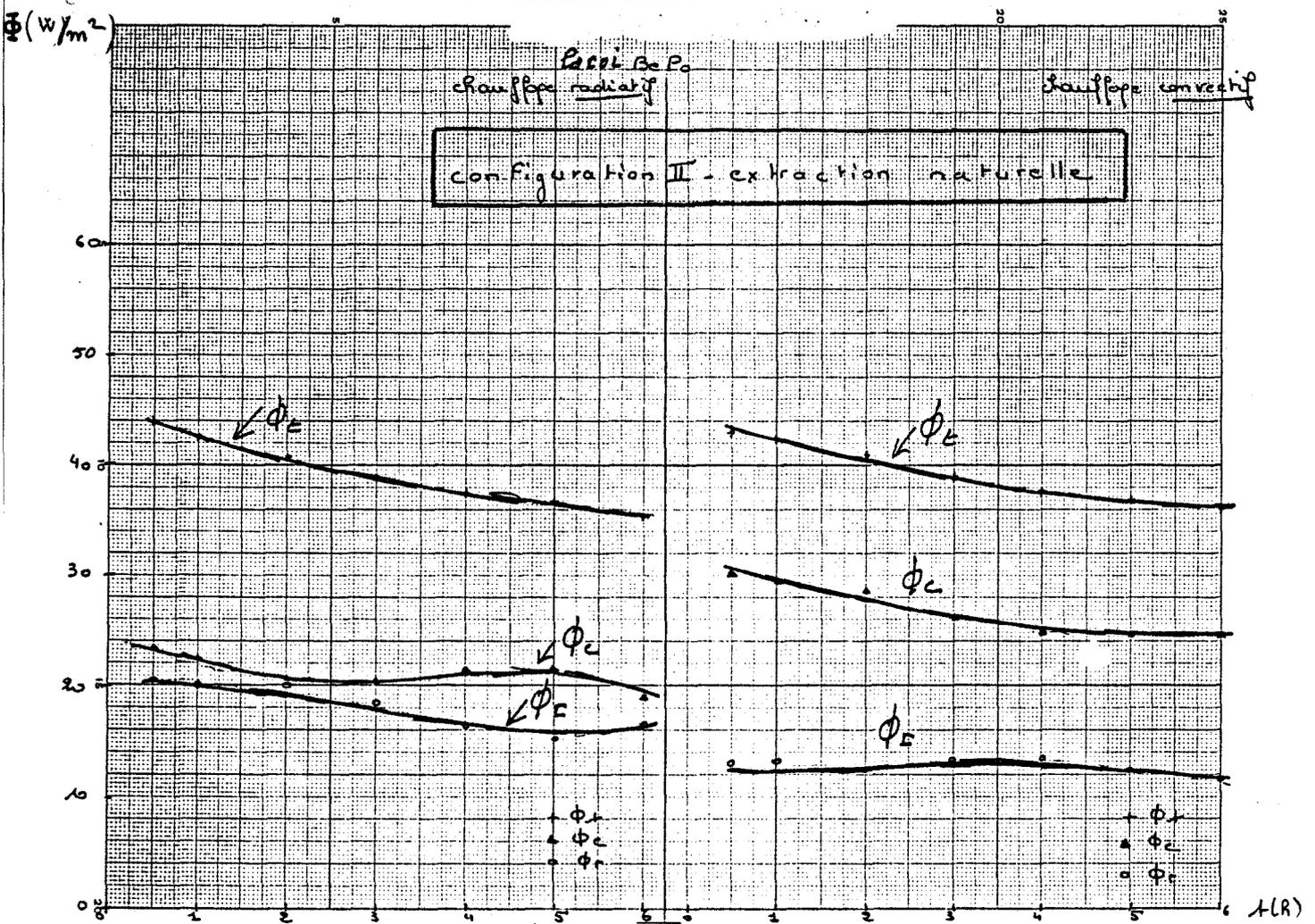


Figure - 2.5 -

Les courbes normalisées des flux sont présentées figure 2.5.

II.3.1.2- Remarques concernant les températures

** Les températures de surface des parois plâtre et isolant (ces dernières ne sont pas présentées) suivent les mêmes normes que celles de la configuration I; elles montrent des gradients très importants durant les trois premières heures.*

** Quant à la paroi béton, matériau de très forte effusivité de l'ordre de 2000, sa température de surface suit avec un retard important (plusieurs heures ou plusieurs jours) la température de l'air ambiant, les gradients de température au bout de six heures restant très élevés.*

II.3.1.3- Remarques concernant les flux

** Les flux totaux entrant dans la paroi plâtre sont voisins en configuration I et en configuration II et pour les deux types de chauffage. On peut faire la même remarque pour la paroi isolant (les mesures ne sont pas présentées).*

Les gradients de température entre l'air intérieur et la surface de béton étant importants, les flux entrant dans le béton le sont également.

** L'analyse des composantes convectives et radiatives pour les deux types de chauffage montre pour le plâtre, des mécanismes apparaissant déjà dans la structure I, mais amplifiés pour la configuration II.*

- en chauffage radiatif, remarquons que contrairement à la configuration I, la composante radiative du flux entrant dans le plâtre est toujours beaucoup plus faible que la composante convective (celle-ci est environ trois fois toujours plus importante que la composante radiative).

- en chauffage convectif, un bilan radiatif apparent faible pour la paroi plâtre apparaît après quatre heures, puis devient négatif.

- quant à la paroi béton, les composantes convectives et radiatives sont du même ordre en chauffage radiatif; et en chauffage convectif, au bout de trois heures, la composante convective du flux entrant dans le béton est double de la composante radiative.

Les couplages (flux convectifs-flux radiatifs) apparaissent très fortement dans ces résultats.

II.3.2- Extraction moyenne de type ETRI

II.3.2.1- Présentation des résultats

Pour la configuration II et pour une extraction moyenne de type ETRI, nous présentons tableau 2.5, pour quelques valeurs du temps et pour un gradient de température de 10°C:

- Les gradients de température $\Delta T(a,Be)$ et $\Delta T(a,Pa)$,
- Le flux total entrant dans la paroi PaPo, ainsi que ses composantes radiatives et convectives pour les deux types de chauffage.

Les courbes des gradients de température sont présentées figure 2.6 et les courbes normalisées des flux figure 2.7. Ces courbes présentent la même tendance que celle de la configuration II, pour un renouvellement d'air moyen et une extraction naturelle.

II.3.2.2- Remarques sur les températures

Les températures de surface des parois sont identiques à celles de l'extraction naturelle.

Rappelons que le béton, matériau de très forte effusivité (2000), a une inertie plus grande que les autres parois et suit la température intérieure avec un retard important (plusieurs heures ou plusieurs jours).

II.3.2.3- Remarques sur les flux

Pour une extraction moyenne de type ETRI, l'énergie fournie est plus importante que pour l'extraction naturelle (pour la configuration II, G dynamique varie de 2.5 à 3.7 W/°C/m³ en extraction moyenne).

* Par contre, on retrouve les résultats de l'extraction naturelle pour les flux totaux entrant dans chacune des parois.

* Et l'analyse des composantes radiatives et convectives des flux totaux donne des résultats voisins en extraction moyenne et en extraction naturelle; cette remarque est établie de la même façon pour la configuration légère I.

- pour la paroi plâtre, les composantes radiatives sont faibles (en chauffage radiatif la valeur de la composante radiative est sensiblement la moitié de celle de la composante convective), voire nulles et négatives en chauffage convectif, le bilan radiatif apparent sur la paroi plâtre est faible, puis devient négatif après quatre heures).

TABLEAU 2-5

CONFIGURATION II - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION MOYENNE (ETRI)

PAROI BETON							
temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T'$ °C	6,4	6,2	5,8	5,5	5,3	5,2	5,1
ϕ_t	49	47,5	45	43	41	40	38
ϕ_c	25,5	25	23	22,5	21,5	21	20
ϕ_r	23,5	22,5	22	20,5	19,5	19	18

PAROI PLATRE							
$\Delta T'$	5,5	5,2	4,65	4,1	3,8	3,5	3,3
ϕ_t	30	27	21,5	18,5	15,5	13,5	12
ϕ_c	20	17,5	14	12	10	8,5	7,5
ϕ_r	10	9,5	7,5	6,5	5,5	5	4,5

CONFIGURATION II - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION MOYENNE (ETRI)

PAROI BETON							
$\Delta T'$	6,6	6,4	6,05	5,8	5,6	5,5	5,35
ϕ_t	45	44	42,5	41	40,5	39,5	38,5
ϕ_c	37	36	34	32	31	29,5	28
ϕ_r	8	8	8,5	9	9,5	10	10,5

PAROI PLATRE							
$\Delta T'$	5,35	4,65	4	3,5	3	2,8	2,45
ϕ_t	39	34,5	27	22	19	16,5	15
ϕ_c	28	27,5	24	21	19,5	19	17,5
ϕ_r	11	7	3	1	--0,5	-2,5	-2,5

ϕ_t, ϕ_c, ϕ_r flux total et composantes radiatives et convectives entrants dans les parois en W/m °C.

$\Delta T'$: gradient de température air ambiant-surface de paroi.

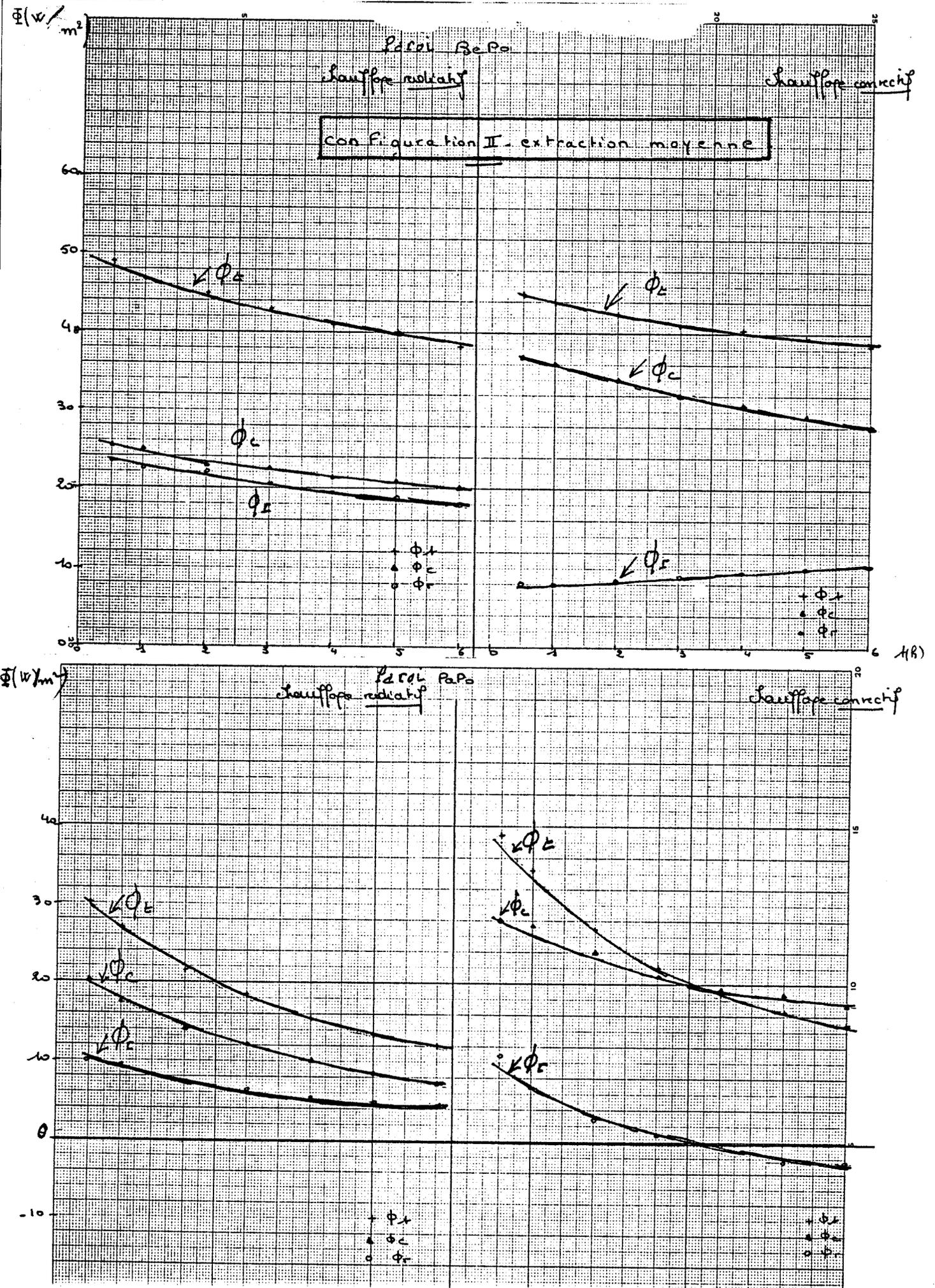


Figure - 2.7 -

- Pour la paroi béton, en chauffage radiatif, les composantes convectives sont du même ordre que les composantes radiatives; en chauffage convectif, les composantes convectives sont environ trois fois plus importantes que les radiatives.

II.3.3- Extraction forte de type VORTICE

II.3.3.1- Présentation des résultats

Le tableau 2.6 présente, pour la configuration II et pour une extraction forte de type VORTICE:

- Les gradients de température $\Delta T(a,Be)$ et $\Delta T(a,Pa)$,
- Le flux entrant dans BePo ainsi que ses composantes,
- Le flux total entrant dans PaPo et ses composantes.

Les courbes des flux normalisés sont présentées figure 2.8.

II.3.3.2- Remarques

Rappelons que pour une extraction d'air aussi forte, les régimes tourbillonnaires sont très importants dans le local.

Les mesures expérimentales sont difficiles du fait des instabilités du système (l'asservissement du gradient de température 10°C -air intérieur, air extérieur- est difficile à obtenir et les mesures relatives à cette extraction forte sont donc entachées d'une erreur importante pouvant atteindre 20%).

- Les gradients de température de paroi suivent les gradients correspondants relevés en extraction naturelle et en extraction moyenne.

- Les flux totaux sont en moyenne comparables avec ceux mesurés pour les deux autres extractions d'air mais des différences importantes apparaissent quand on analyse les composantes radiatives et convectives des flux totaux:

a)- en chauffage radiatif, pour le plâtre et le béton, c'est toujours la composante radiative du flux qui est plus importante que la composante convective, alors qu'en extraction naturelle, la composante radiative est plus faible que la composante convective.

Cette différence est due à la création de courants convectifs tourbillonnaires importants.

b)- en chauffage convectif, pour le béton, les effets sont du même ordre que pour l'extraction moyenne mais pour la paroi plâtre, le bilan radiatif nul n'est pas obtenu après six heures de chauffage.

CONFIGURATION II - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION FORTE (VORTICE)

PAROI BePo							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Be)$	6.25	5.95	5.4	5.02	4.65	4.35	4.15
Φ_t	59.15	56	50.8	47.5	44.5	42.3	41.5
Φ_c	25.15	23.3	20.5	19	18	17	16.5
Φ_r	34	32.7	30.3	28	26.5	25.3	25

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5.7	5.15	4.17	3.50	3.06	2.82	2.57
Φ_t	38	34	27	22	18.3	15.3	13.3
Φ_c	17	14.8	11.2	8.3	6.3	4.8	3.7
Φ_r	21	19.2	15.8	13.7	12	10.5	9.6

CONFIGURATION II - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION FORTE (VORTICE)

PAROI BePo							
$\Delta T(a, Be)$	5.65	5.55	5.52	5.4	5.28	5.16	5.10
Φ_t	45.5	43.8	40.6	39	38	37.6	37.4
Φ_c	32	30.5	28.2	27.3	26.5	26.45	26.4
Φ_r	13.5	13.3	12.4	11.7	11.5	11.15	11

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	4.85	4.45	3.80	3.30	2.97	2.82	2.58
Φ_t	31.8	29.2	25	21.6	19.2	17.8	16.6
Φ_c	20	18.3	16	14.4	13	12	11.8
Φ_r	11.8	10.9	9	7.2	6.2	5.8	4.4

Tableau 2-6 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi)

- Les flux sont désignés par Φ_t = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- Tous les flux sont exprimés en $W/^\circ C/m^2$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^\circ C$.
- Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^\circ C$.

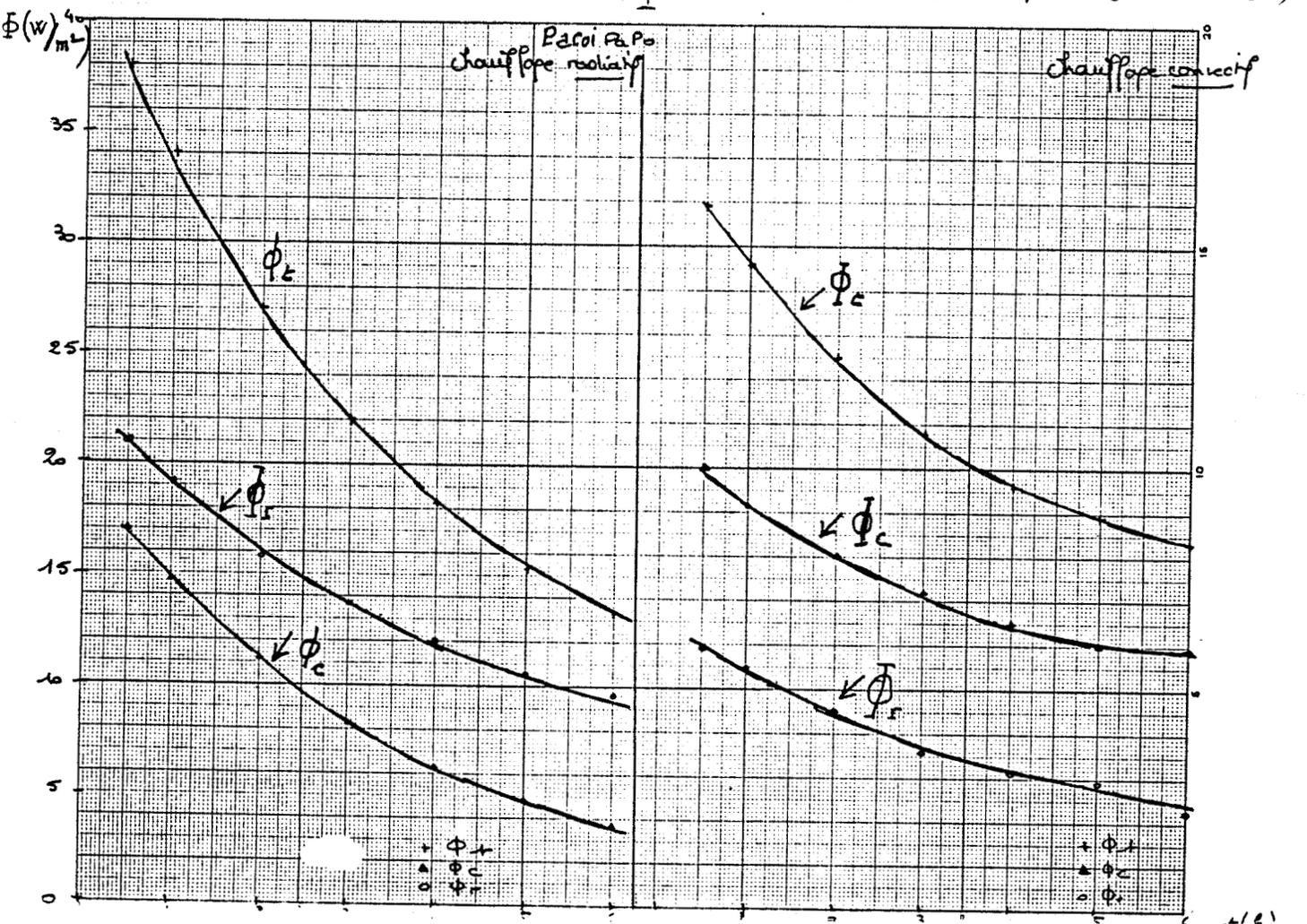
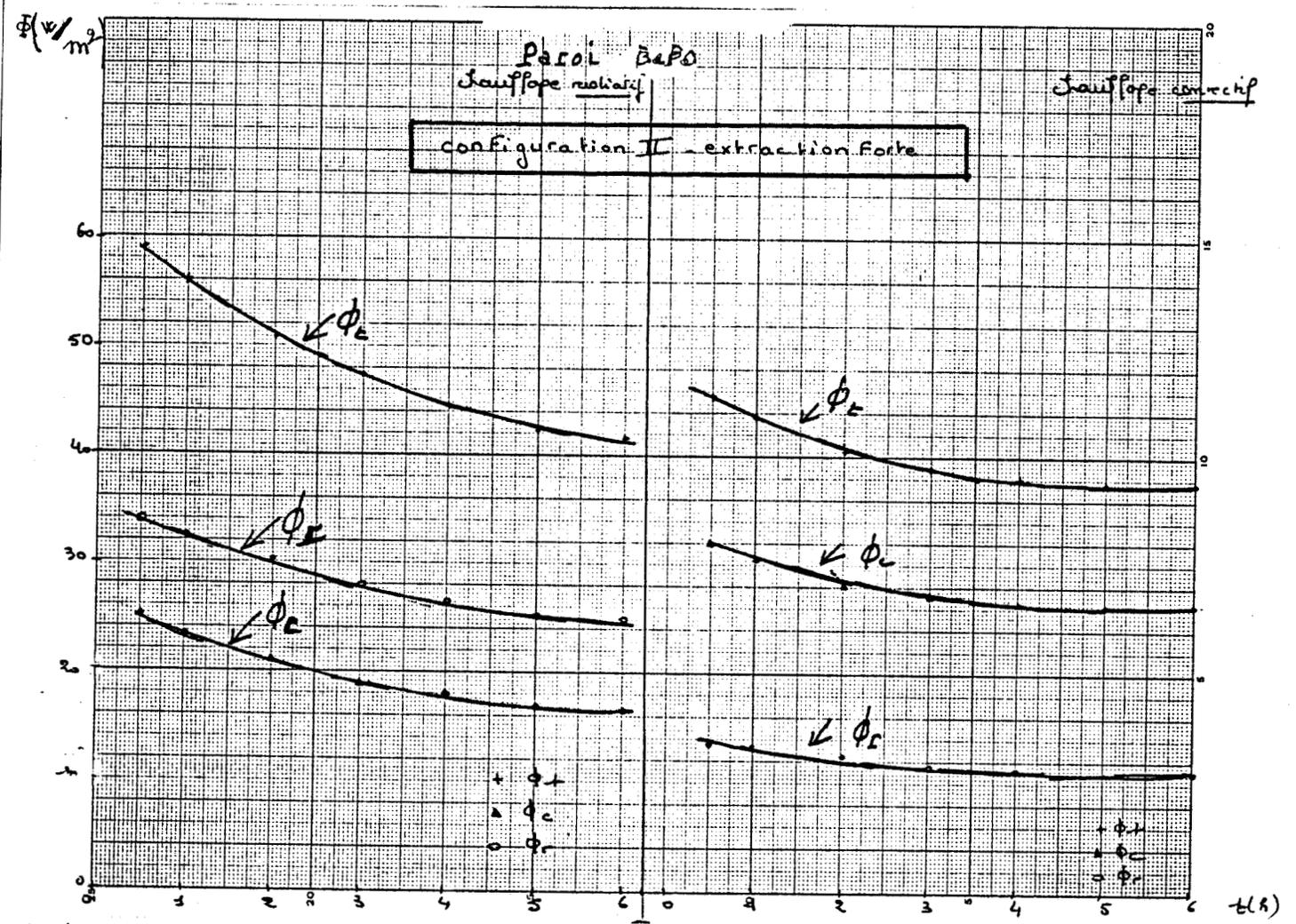


Figure - 2.8 -

Rappelons que pour cette extraction forte et pour la configuration II, il faut fournir au bout de six heures, une énergie deux fois plus importante que pour une extraction naturelle, pour obtenir le même gradient de température et les mêmes températures de paroi.

II.3.4- Conclusion

L'analyse des résultats présentés -gradient de température et flux entrant dans les parois- montre que les extractions, moyenne et faible, créent des flux analogues et de même amplitude.

Par contre, des différences apparaissent pour l'extraction forte qui crée une convection très importante au sein du local en configuration II.

II.4- ETUDE DE LA CONFIGURATION III DITE "STRUCTURE MI-LOURDE"

II.4.1- Présentation des résultats

Les tableaux 2.7, 2.8 et 2.9 donnent les gradients de température, les flux et pour le plâtre, les composantes radiatives et convectives.

Les courbes des flux correspondants sont présentées figure 2.9, 2.10 et 2.11 .

Nous donnons en annexe ² pour cette configuration, les gradients de température, les flux et leurs composantes pour le plafond isolé et le plancher isolé.

II.4.2- Remarques

Pour cette configuration dite "mi-lourde", aux erreurs de mesure près, on retrouve sensiblement les gradients de température et les flux du même ordre de grandeur pour une même paroi, en configuration II.

a)- Extraction naturelle

- en chauffage radiatif, les composantes convectives et radiatives du flux entrant dans le plâtre sont du même ordre.

- en chauffage convectif, à partir de quatre heures de fonctionnement, le bilan radiatif est voisin de zéro.

Rappelons que pour cette configuration III, pour l'extraction naturelle, l'énergie à fournir est sensiblement deux fois, au bout de deux heures, l'énergie qu'il faut fournir pour la configuration I, dans les mêmes conditions de renouvellement d'air; ce rapport passe à 2.5 après six heures.

CONFIGURATION III - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION NATURELLE

PAROI BePo							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Be)$	6,22	5,76	5,24	4,91	4,58	4,45	4,32
Φ_t	51,13	50,65	47	44	40,8	38,15	36,85

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5,63	4,85	4	3,35	2,90	2,75	2,5
Φ_t	31,6	31	23,8	18,2	15,2	13,6	12,4
Φ_c	17,6	16,5	13,15	10,60	8,8	7,5	6,6
Φ_r	15,5	14,5	10,65	7,60	6,4	6,1	5,8

CONFIGURATION III - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION NATURELLE

PAROI BePo							
$\Delta T(a, Be)$	6	5,8	5,5	5,3	5	4,9	3,5
Φ_t	43,1	42,5	38,2	36,8	36	35,5	35

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5,2	4,8	4,2	3,65	3,28	2,9	2,64
Φ_t	30	26,40	22	18,6	15,3	12,8	11,4
Φ_c	26	22,8	18,4	14,75	12	10,35	10,35
Φ_r	4	4	4	3,85	3,3	2,45	1,05

Tableau 2-7 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi).

- Les flux sont désignés par Φ_t = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- Tous les flux sont exprimés en $W/^\circ C/m^2$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^\circ C$.
- Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^\circ C$.

CONFIGURATION III - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION MOYENNE ETRI

PAROI BePo							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Be)$	5.3	5.15	4.9	4.72	4.55	4.4	4.35
Φ_t	51	48.5	45.4	43	41	39.8	38.75

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5	4.5	4	3.5	3.16	2.9	2.75
Φ_t	31	27.3	22.4	18.6	16.5	15	14
Φ_c	17.4	15	12.2	9.7	7.5	5.9	4.72
Φ_r	13.6	12.3	10.2	8.9	9	9.1	9.28

CONFIGURATION III - CHAUFFAGE CONVECTIF - EXTRACTION MOYENNE ETRI

PAROI BePo							
$\Delta T(a, Be)$	5.9	5.6	5.27	5.1	4.92	4.88	4.90
Φ_t	41.4	40	38.2	37.2	36.4	36	36

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	5.27	4.7	3.96	3.46	3.05	2.83	2.68
Φ_t	28.6	27.8	24.4	20.7	16.5	12.8	9.75
Φ_c	25.6	25.6	20.2	16.5	14.6	12.2	9.75
Φ_r	3	2.2	4.2	4.2	1.9	0.6	0

Tableau 2-8 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi).

- . Les flux sont désignés par Φ_t = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- . Tous les flux sont exprimés en $W/^\circ C/m^2$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^\circ C$.
- . Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^\circ C$.

CONFIGURATION III - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION FORTE DE TYPE VORTICE

PAROI BePo							
Temps	1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
$\Delta T(a, Be)$	5	4,8	4,6	4,4	4,2	4	3,8
Φ_t	55	51,25	46,8	43	41,2	40,2	40

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	4,6	4,3	3,8	3,2	2,8	2,4	2,2
Φ_t	31,2	15	22	18,4	15,5	13,6	12,5
Φ_c	12,5	11,2	8	4	4,2	3,20	2,5
Φ_r	18,7	3,8	14	14,4	11,3	10,4	10

CONFIGURATION III - CHAUFFAGE RADIATIF - EXTRACTION FORTE DE TYPE VORTICE

PAROI BePo							
$\Delta T(a, Be)$	5,1	5	4,8	4,6	4,5	4,3	4,25
Φ_t	44	43	41,6	40,2	39	38	37,6

PAROI PaPo							
$\Delta T(a, Pa)$	4,4	4,1	3,5	3,1	2,8	2,5	11,4
Φ_t	29,6	27	27,3	19,9	16,8	14	11,4
Φ_c	22,8	21,3	19,7	16	14,3	12,8	11,4
Φ_r	6,8	5,7	7,6	3,9	2,5	1,2	0

Tableau 2-9 : Analyse des flux normalisés dans les parois et des températures (air ambiant, surface de paroi).

- . Les flux sont désignés par Φ_t = flux total, composante convective Φ_c , composante radiative Φ_r .
- . Tous les flux sont exprimés en $W/^\circ C/m^2$ et normalisés pour un ΔT (air ambiant, puits) de $10^\circ C$.
- . Les gradients de température (air ambiant, surface de paroi) sont en $^\circ C$.

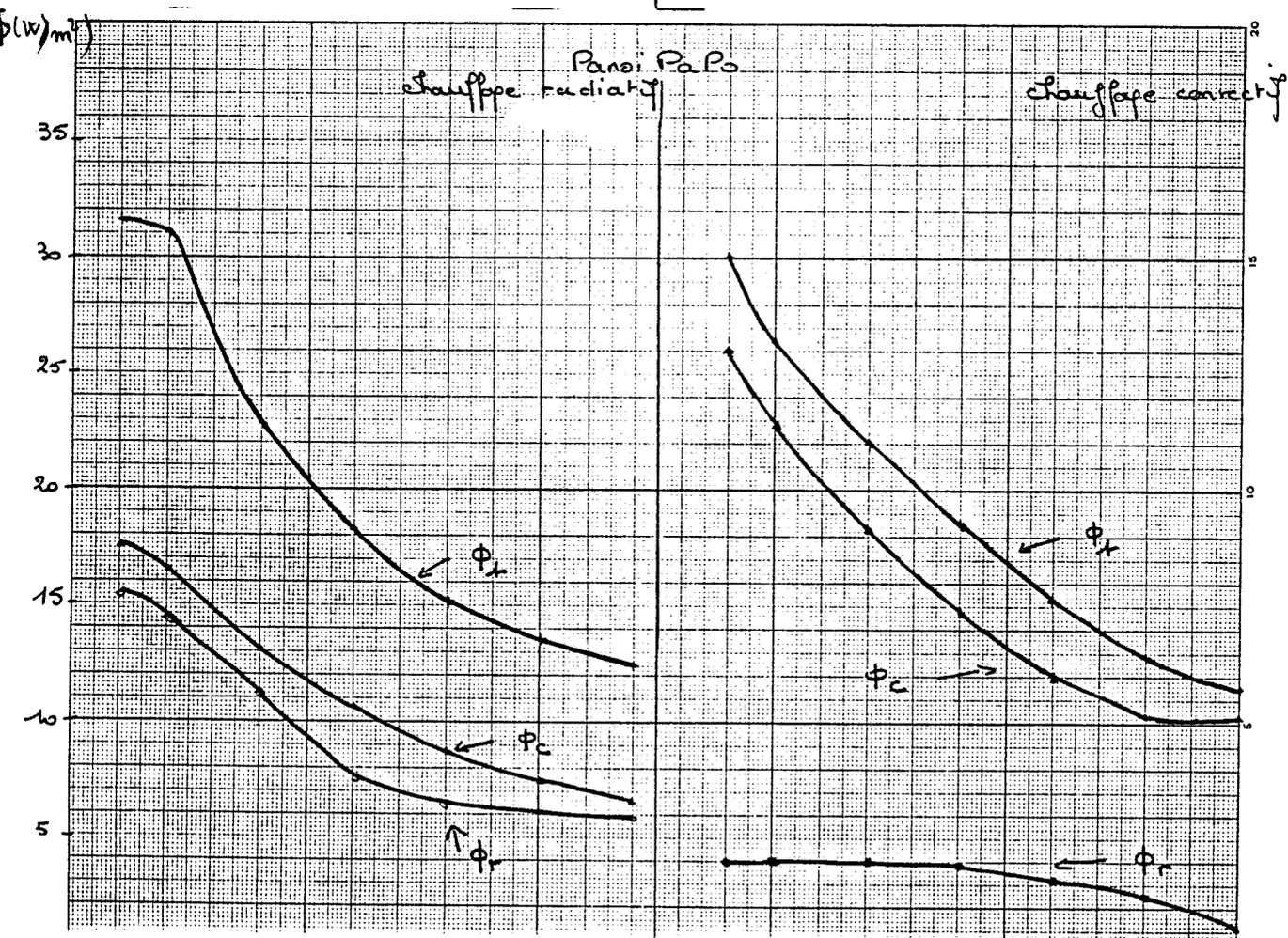
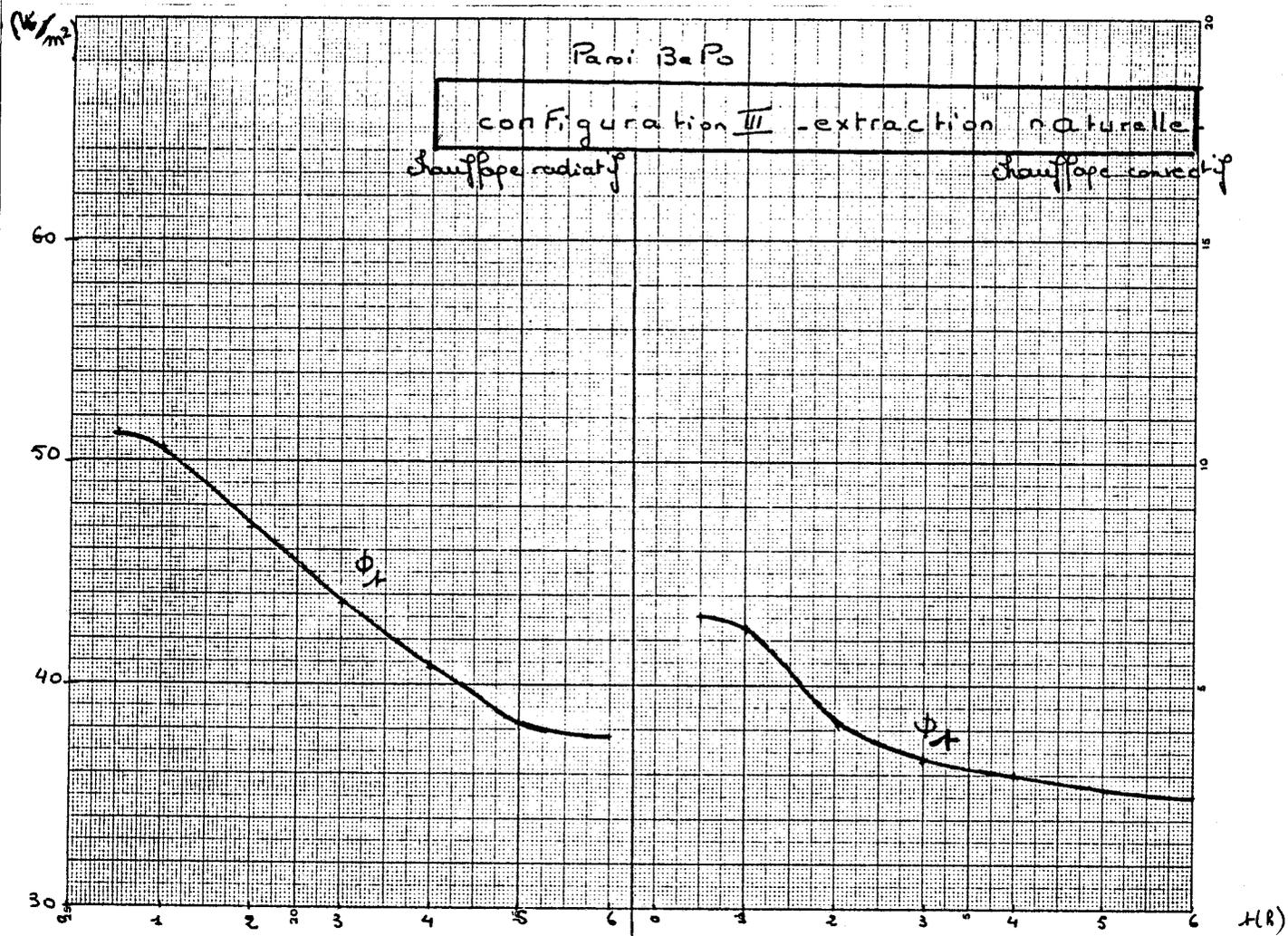


Figure - 29.

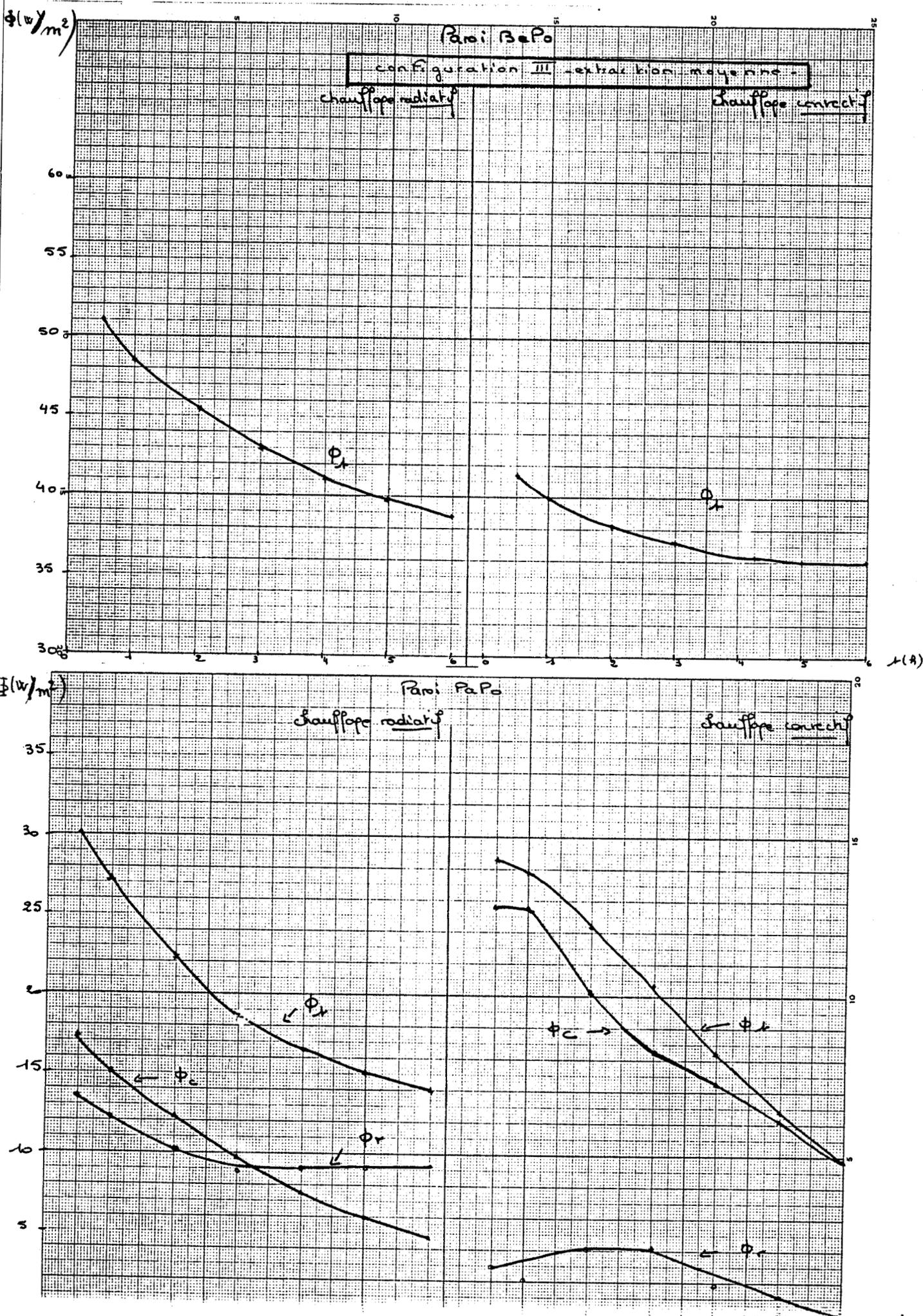


Figure - 2.10 -

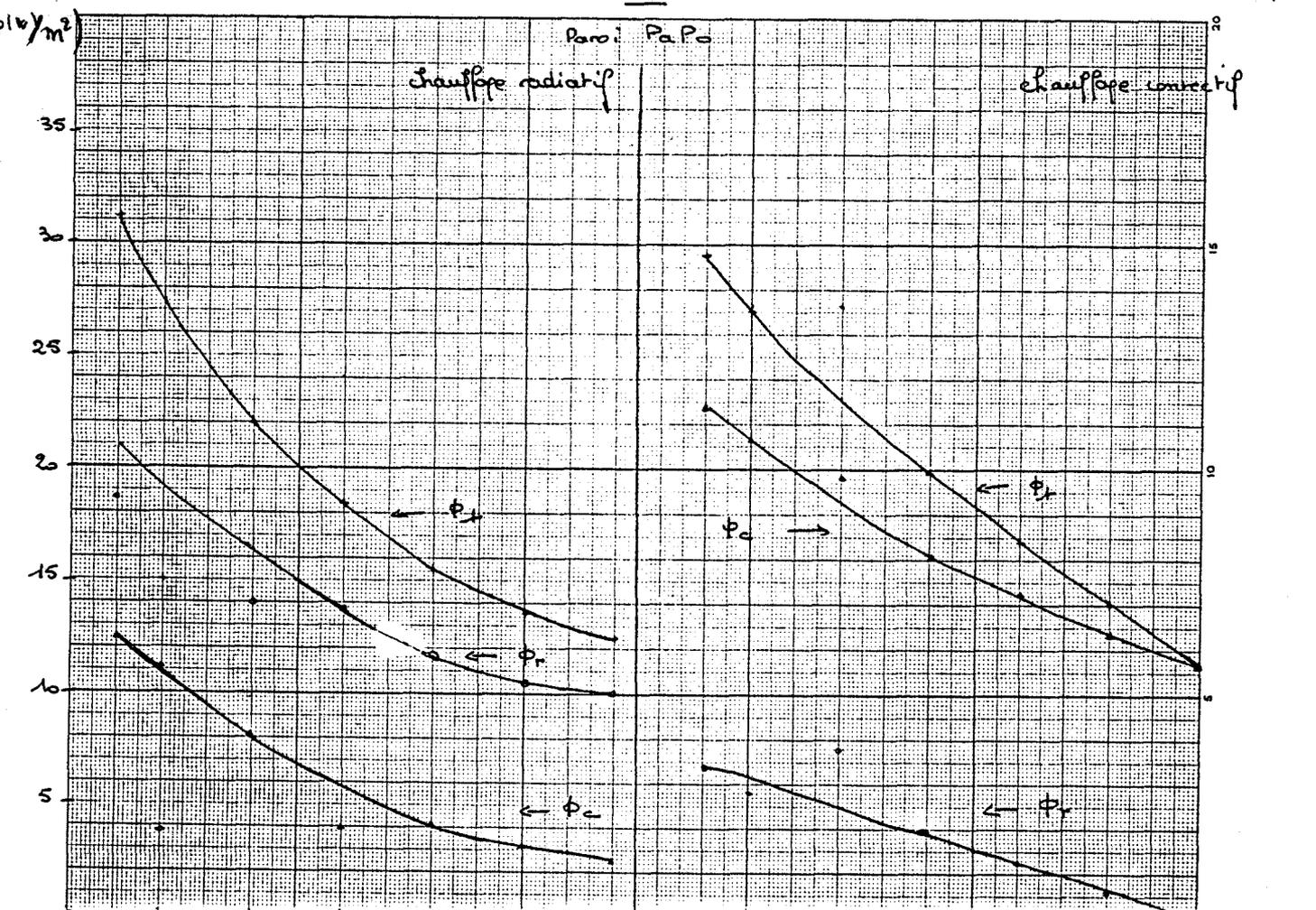
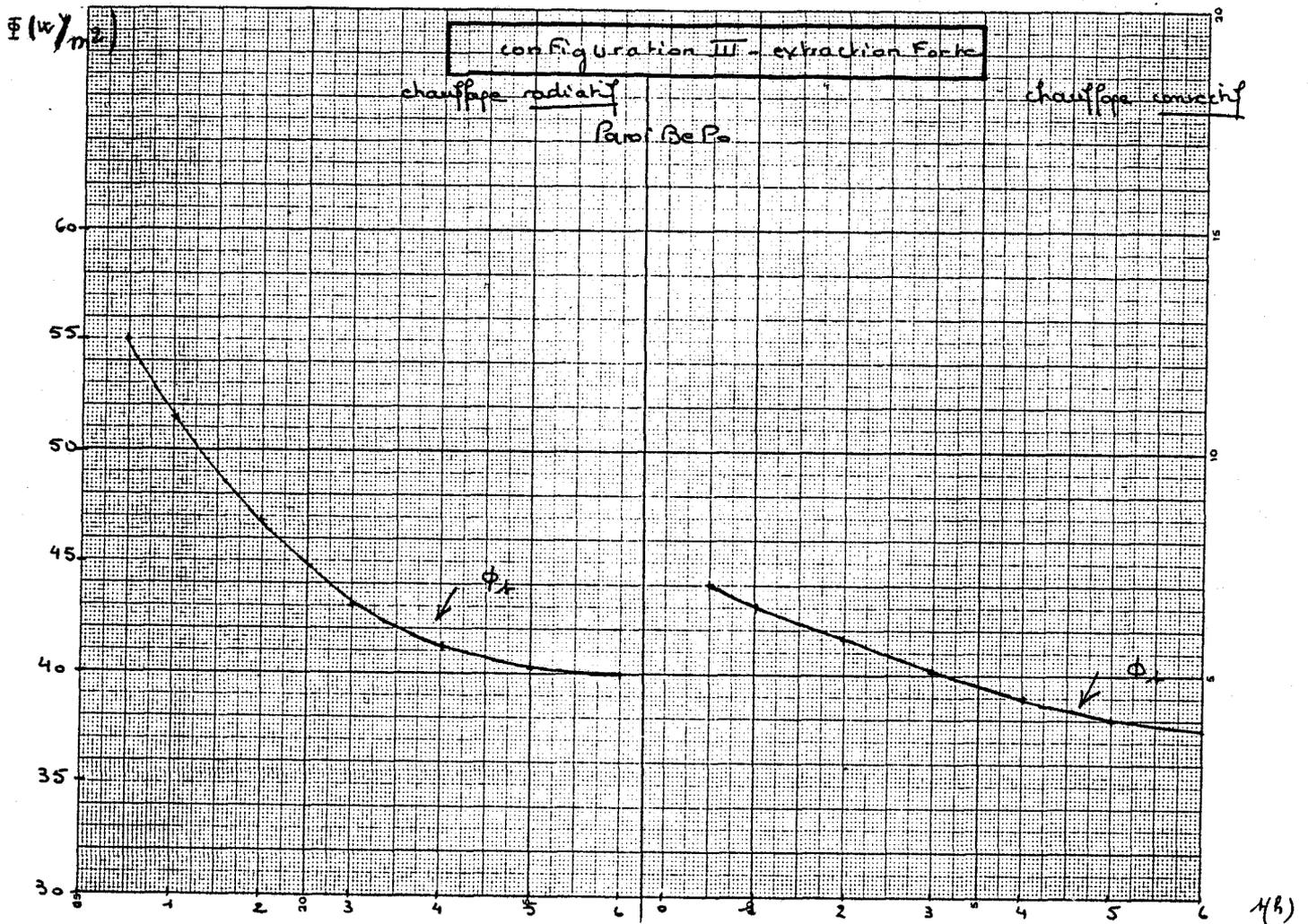


Figure - 2.11 -

b)- Extraction moyenne de type ETRI

Les remarques sont comparables à celles faites au sujet des mesures concernant la configuration II, pour une extraction moyenne.

c)- Extraction forte de type VORTICE

En dehors des difficultés de mesure, on retrouve pour le plâtre et pour un chauffage radiatif, une prépondérance de la composante radiative et pour un chauffage convectif, une prépondérance de la composante convective.

Rappelons que les énergies qu'il faut fournir pour une configuration mi-lourde de type III et une extraction forte sont très importantes, au bout de six heures, elles sont encore de six à sept fois supérieures au $G_{0,1}$ du régime permanent.

II.5- CONCLUSION

Il est difficile devant le très grand nombre de résultats en températures, en flux totaux, en flux convectifs et en bilans radiatifs d'interpréter correctement les variations liées aux configurations, aux sources et aux extractions d'air.

Un essai de modélisation semi-empirique est donné au chapitre III et nous résumons ici les grandes tendances observées:

a)- Variations liées aux configurations

Pour les parois isolées de l'intérieur (parois "légères"), le bilan radiatif est toujours très faible; les effets radiatifs et l'émission de la paroi, qui joue le rôle de source secondaire, sont importants mais leur effets s'annulent; le bilan radiatif est ainsi négligeable.

Pour les parois mi-lourdes, durant les premières heures, les gradients de température et les flux sont importants mais rapidement, au bout de six heures environ, une paroi mi-lourde se comporte comme une paroi isolée, le bilan radiatif devenant nul ou négatif.

Pour les parois lourdes, les gradients de température restent toujours très importants, par conséquent, les flux également, tant radiatifs que convectifs.

b)- Variations liées aux sources

En chauffage radiatif, les composantes radiatives et convectives du flux entrant dans une même paroi sont du même ordre de grandeur; en chauffage convectif, la composante convective du flux entrant est toujours prépondérante sur le bilan apparent radiatif.

c)- Variations liées aux extractions

Le renouvellement d'air, faible ou moyen, crée des effets analogues et de même amplitude sur une même configuration.

Par contre, l'extraction forte est la cause de courants tourbillonnaires convectifs importants.

CHAPITRE III

MODELISATION SEMI-EMPIRIQUE

III.0- *L'étude expérimentale des flux radiatifs et convectifs entrant dans les parois d'un local montrent des phénomènes complexes liés à la nature des sources thermiques, à la nature des parois, à la nature du renouvellement d'air...*

Dans ces conditions, imaginer un modèle qui donne l'ensemble des manifestations thermiques est un exercice difficile qui demande de bien choisir les hypothèses, de bien connaître en fonction du temps les mécanismes linéaires et ceux qui ne sont que partiellement ou pas linéaires.

Pour le lecteur non spécialisé une analyse mi-expérimentale, mi-théorique est difficile à appréhender.

Ce chapitre a été rédigé par le Professeur LEBRUN, par Mme DUTEL, par M.LATEF et comprend plusieurs parties.

- Une analyse des impédances temporelles thermique des parois et des remarques sur un modèle en régime permanent.

- Des remarques sur des hypothèses possibles pour obtenir un schéma valable en régime transitoire.

- La comparaison des rapports impédance temporelle de paroi calculées et des flux totaux et partiels entrants dans les parois.

- L'analyse des quotients de grandeurs expérimentales gradient de température, flux entrant et les possibilités d'assimilation à des coefficients d'échange.

- Des remarques sur les notions de coefficient de transfert convectif et radiatif.

- Proposition d'un modèle simplifié théorique donnant en première approximation les valeurs expérimentales relevées.

III.1.0- *Une étude thermique des impédances temporelles des parois utilisées, étude thermique qui a été confrontée aux résultats expérimentaux de M.LATEF (2). Cette partie de travail est rigoureuse, la conduction thermique en régime transitoire dans un ensemble multicouche linéaire et parfaitement déterminée si l'on connaît l'épaisseur des matériaux composants les coefficients linéiques et surfaciques: conductivité thermique et capacité thermique.*

Un logiciel spécifique élaboré par M.LECLERCQ (4) permet entre autre un calcul rapide des impédances temporelles des parois multicouches.

III.1.1- *Des remarques sur un modèle simplifié permettant de comprendre comment une énergie thermique fournie par une source est transférée aux parois d'un local, les quelques centaines ou milliers de modèles déjà proposés et qui ne sont pas ici analysés donnent quelques fois des réponses satisfaisantes pour le moyen et long terme (le long terme est le régime quasi permanent) mais rarement pour le court terme (moins de deux heures).*

Un phénomène thermiquement aussi simple qu'un transfert radiatif qui ne dépend que de lois simples peut donner lieu, du fait des couplages (radiatifs convectifs) et de la non linéarité du convectif (tourbillons) à des mécanismes complexes qui doivent encore donner lieu à de nombreuses recherches pour obtenir des relations satisfaisantes, simples à utiliser.

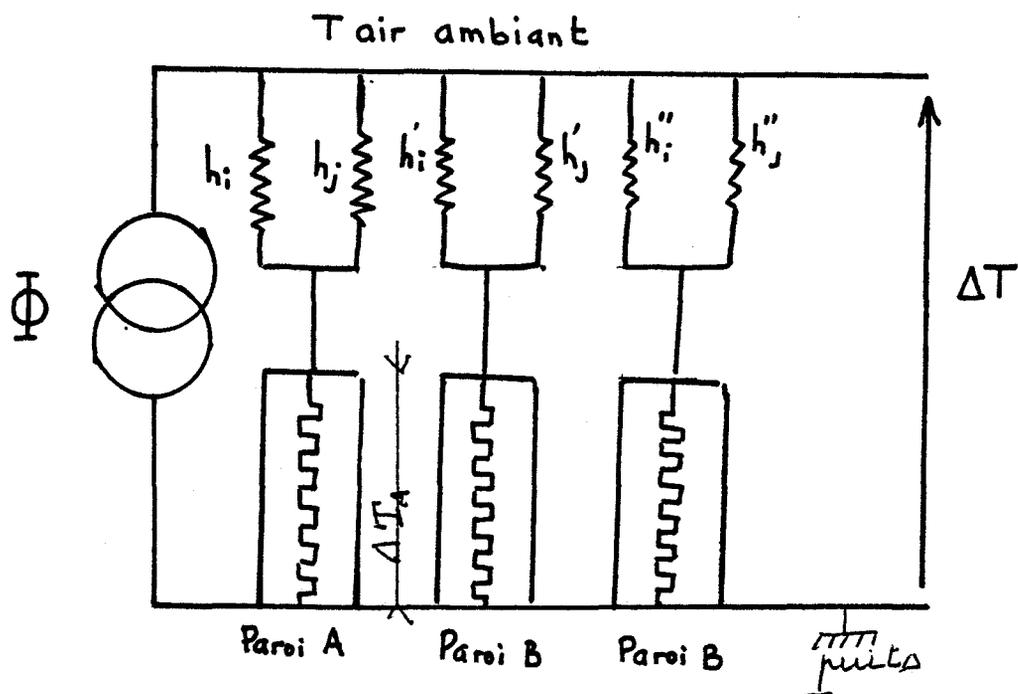
III.1.2- Modèle du régime permanent:

On peut imaginer un régime permanent obtenu dans un local (en pratique, on ne peut jamais obtenir ce régime).

Les parois sont alors caractérisées par leurs résistances thermiques.

La source thermique envoie à chaque instant une puissance constante, souvent la température radiante est voisine de la température d'air ambiante et avec des transferts thermiques caractérisés par des coefficients d'échange établis, l'un pour les flux radiatifs, l'autre pour les flux convectifs; on obtient un schéma équivalent qui peut donner satisfaction.

Pour les coefficients $1/h_i$ et $1/h_j$ on peut, en première approximation, prendre les valeurs du D.T.U (Document Technique Unifié).



III.1.3- Il est évident que ce modèle ne peut convenir en régime transitoire.

Examinons les divers éléments entrant en jeu.

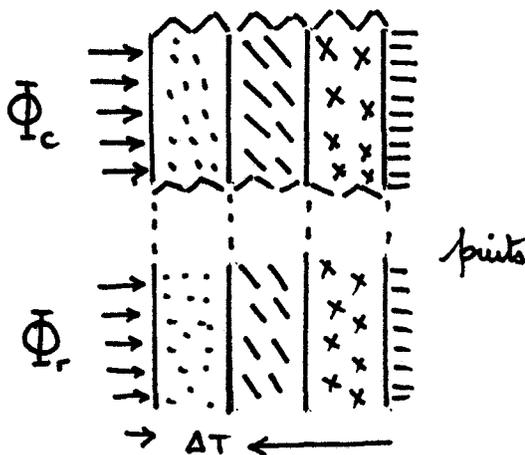
1- *Eléments stables et définis:*

a- La source thermique qui fournit par seconde une puissance P en partie sous forme radiative, en partie sous forme convective.

b- Les parois. Chaque paroi reçoit ou donne par seconde une puissance radiative P_r , une puissance convective P_c , au total,

$$P_2 = P_{2r} + P_{2c}$$

c- Pour chaque paroi initialement sans condition initiale et à température constante (celle du puits) une relation temporelle donnant à un instant t une relation entre le flux instantané entrant, une impédance temporelle et le gradient de température (surface de paroi, puits). Cette relation n'est rigoureuse que pour un flux d'entrée constant.



d- La conservation des énergies thermiques qui permet d'écrire (renouvellement d'air négligeable) que la puissance thermique fournie par la source est égale aux puissances entrantes (ou sortantes) des parois. On admet que la capacité thermique d'air ambiante est négligeable, on admet aussi que dans le local considéré il y a peu d'obstacles localisés et que les flux entrants de l'extérieur sont négligeables.

$$\begin{aligned} \sum \text{Puissances fournies} &= \sum \text{énergies(entrantes,sortantes)des parois} \\ &= \sum \text{énergies radiatives} + \sum \text{énergies convectives} \end{aligned}$$

2- *Eléments instables:*

En dehors de ces éléments stables, il y a un élément mal connu, les transferts thermiques et les mécanismes mis en jeu.

a-Energie radiative, théoriquement, à un instant donné tout est connu si les températures absolues sont définies. En pratique la source émet une puissance $P_{s,r}$ liée à sa température instantanée et reçoit des parois des objets une puissance totale rayonnante $P_{j,r}$ liée à la température absolue de chacune des parois ou des parties de parois si les parois ne sont pas isothermes.

Au total, la source émet ($P_{s,r}-P_{j,r}$) qui n'est définie que par toutes les températures du local et par des coefficients géométriques constants.

Une variation d'une température de 1°C peut modifier certains bilans radiatifs (entrants, sortants). La notion de température radiante moyenne et sa loi de variation en fonction du temps sont difficiles à obtenir.

Exemple: $t = 1$ heure et $t + \Delta t = 1.5$ heure, même si la température d'air est constante (20°C) les températures de parois se modifient, ce qui modifie toutes les énergies radiantes d'échange. Au niveau d'une paroi, elle reçoit de la source et de toute les autres parois radiantes des puissances liées aux températures, aux pouvoirs émetteurs et récepteurs.

- Supposons une paroi fortement isolée de l'intérieur, elle a une température de surface voisine de la température d'air ambiante nettement supérieure aux températures de surface des parois plus ou moins lourdes du local, elle émet proportionnellement beaucoup et reçoit proportionnellement peu des autres (flux radiatif résultant sortant).

- Supposons une paroi lourde: béton, carrelage; la température de surface est plus basse que celle des parois ambiantes, elle émet proportionnellement peu, reçoit beaucoup; le flux résultant radiant est toujours entrant (bilan positif).

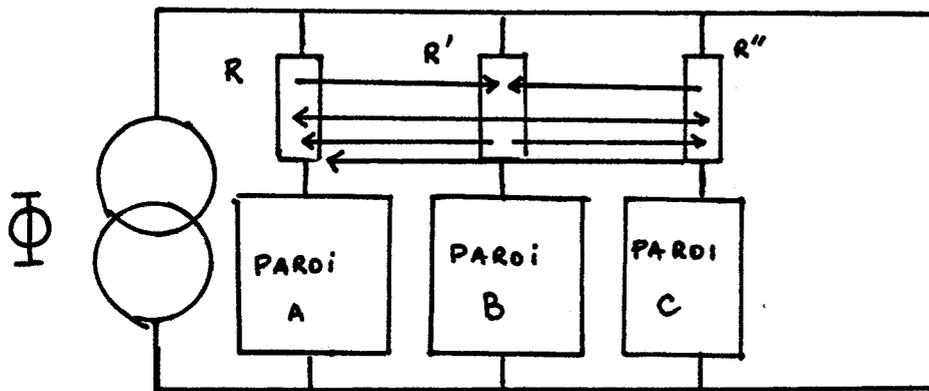
Pourquoi est-il difficile de définir une température radiante moyenne en régime transitoire?, ceci est lié au couplage énergétique (énergies convectives et radiatives de transfert). Ce domaine des modalités de couplage entre ces deux énergies est, à notre connaissance, rarement étudié.

b- Energies convectives; La température d'air constante dans un volume important du local est erronée. de nombreux travaux montrent l'existence d'effets tourbillonnaires importants (8)(9).

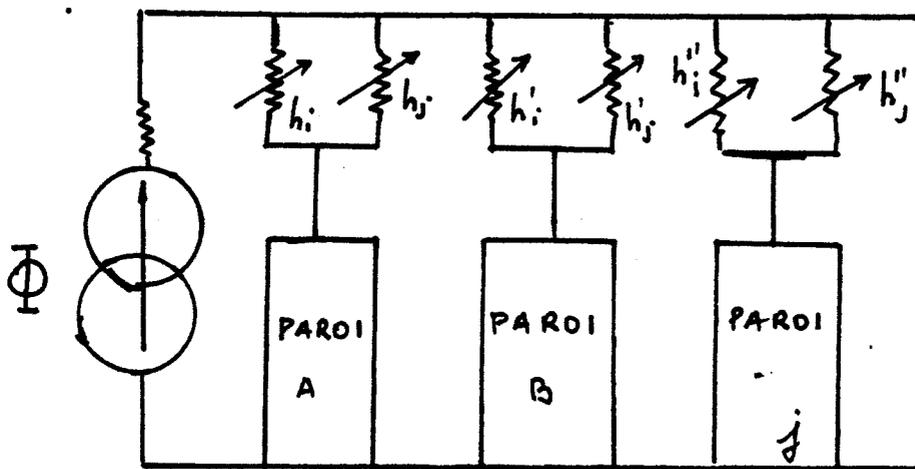
La relation du régime permanent de la forme $\phi_c = hc \Delta T$ avec hc constante de l'ordre de $5W/m^2 \cdot ^\circ C$ pour une parois verticale et ΔT , différence de température air ambiant-surface de parois est une approximation souvent insuffisante. Au total, le modèle à établir en régime transitoire est complexe, le transfert thermique total n'est pas ordinairement linéaire en régime transitoire.

III.2- Trois itinéraires de recherche peuvent être balisés:

III.2.1- Un schéma dans lequel le transfert thermique, radiatif plus convectif plus effets de couplage, plus non linéarités, est placé dans un système non linéaire dont tous les paramètres dépendent de beaucoup de facteurs et en particulier du temps. On admet alors une représentation très simple avec R , R' , R'' non linéaires fonctions du temps et liés les uns aux autres.



III.2.2- Un schéma dans lequel on analyse les transferts à partir de relations mi-théoriques, mi-expérimentales en admettant des ordres de grandeur et en établissant une sorte de D.T.U des régime transitoires compte tenu de l'environnement. On a alors:



Les h_{ij} sont des valeurs fonctions du temps liées aux différents paramètres source, nature de l'excitation, nature des parois...

3)- Un schéma dans lequel les transferts sont considérés comme impédance interne de source. on a alors une source non linéaire à paramètres variables.

III.3.0- Rapport d'"impédance temporelle" de parois d'habitat:

Nous présentons d'une part les résultats d'une étude théorique sur des impédances de parois constituées de divers matériaux (tableau 12 page 13), d'autre part nous rappelons de nombreux résultats expérimentaux sur des parois de même nature.

III.3.1- Régime thermique dans une paroi multicouche- régime de conduction

Supposons un milieu fluide infiniment conducteur en thermique situé entre une source et une paroi, le transfert thermique sera équivalent à un coefficient d'échange, h , infini et on retrouve entre les grandeurs flux, température d'entrée et de sortie et aux différents niveaux intermédiaires les valeurs caractéristiques d'une conduction thermique entre une source localisée sur une paroi et les matériaux constituants.

III.3.2- Régime thermique dans une paroi excitée par une source réelle

Le problème a été et est très étudiée, on a des transferts de convection, des transferts de rayonnement mais les résultats sont évidemment très divergents suivant les valeurs admises, en particulier on admet souvent qu'en régime permanent, on peut introduire un coefficient d'échange pour les bilans convectifs, un autre coefficient d'échange pour les bilans radiatifs. Nous ne faisons ici que des choix empiriques du coefficient d'échange pour des parois verticales; les résultats expérimentaux devront ou non confirmer ces choix.

Première hypothèse: nous admettons une relation de type coefficient de transfert ($h_t = h_c + h_r$), avec h_c , h_r des constantes et $h_c \neq h_r \neq 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ($h_c \neq 10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

Deuxième hypothèse: nous admettons $h_c \neq h_r$ avec $h_c + h_r \neq 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Nous donnons les rapports d'impédances d'entrée temporelle des différentes parois pour des transferts $h = 10, 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Nous notons $R \frac{\beta_c \beta_r}{\beta_c \beta_r}$ pour un rapport d'impédance temporelle paroi $PoBe$ comparée à la paroi $BePo$.

Remarques

Lorsque le transfert d'une source thermique à une paroi, passe d'un transfert important (h infini) à un transfert faible ($h=10$ ou $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$) les rapports d'impédances temporelles des parois varient très rapidement, (influence de l'effusivité des premiers matériaux) le transfert est vu comme une résistance thermique pure en série avec l'impédance temporelle de la paroi.

Par exemple, après une heure *le rapport de flux* passe de 45 à 6 pour h passant de l'infini à $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$.

Les courbes a, b et c en noir (courbes de base) montrent bien l'évolution de ces rapports.

III.3.3- Ce qui est important c'est la comparaison des résultats expérimentaux aux résultats théoriques.

Nous portons sur les graphes de base courbes a, b et c et pour les trois configurations expérimentales de base I, II et III avec une excitation soit par source radiative soit par source convective et pour divers niveaux d'extraction d'air les rapports des flux expérimentaux entrants dans les parois.

Interprétation des courbes

III.3.3.1- Configuration I-Local léger

III.3.3.1.1- Analyse des flux totaux

a)- source convective

Aucune concordance satisfaisante entre les courbes théoriques et expérimentales, les rapports évoluent pour les six premières heures entre $h_e = 100$ et $h_e = 5 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$

b)- Source radiative : les courbes sont groupées avec h_e compris entre 5 et $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$.

Devant cette non concordance, nous avons introduit de nouveaux rapports expérimentaux d'une part, rapport des flux convectifs entrant dans les parois et d'autre part rapport de flux radiatifs entrants ou sortants.

III.3.3.1.2- Rapports des flux convectifs

a)- source convective

Les courbes expérimentales sont groupées autour d'une valeur moyenne de $h_e = 5 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$.

$\Phi \left(\frac{K}{P_0} \right)$

CONFIGURATION 1

Reynolds de flux total

CHAUFFAGE

EXTRACTION

(1) convectif

naturelle

(2) convectif

vorticée

(3) radiatif

naturelle

(4) radiatif

vorticée

$\Phi_E \left(\frac{BE}{P_A} \right)$

CONFIGURATION 3

Reynolds de flux

H = ∞

H = 10

H = 5

20

10

15

16

5

$\Phi_E \left(\frac{BE}{P_A} \right)$

CONFIGURATION 2

(a)

(b)

(c)

(d)

(e)

$\rho \rightarrow$ km/h
(h)

H = ∞

H = 10

H = 5

H = 10

H = 5

1

2

3

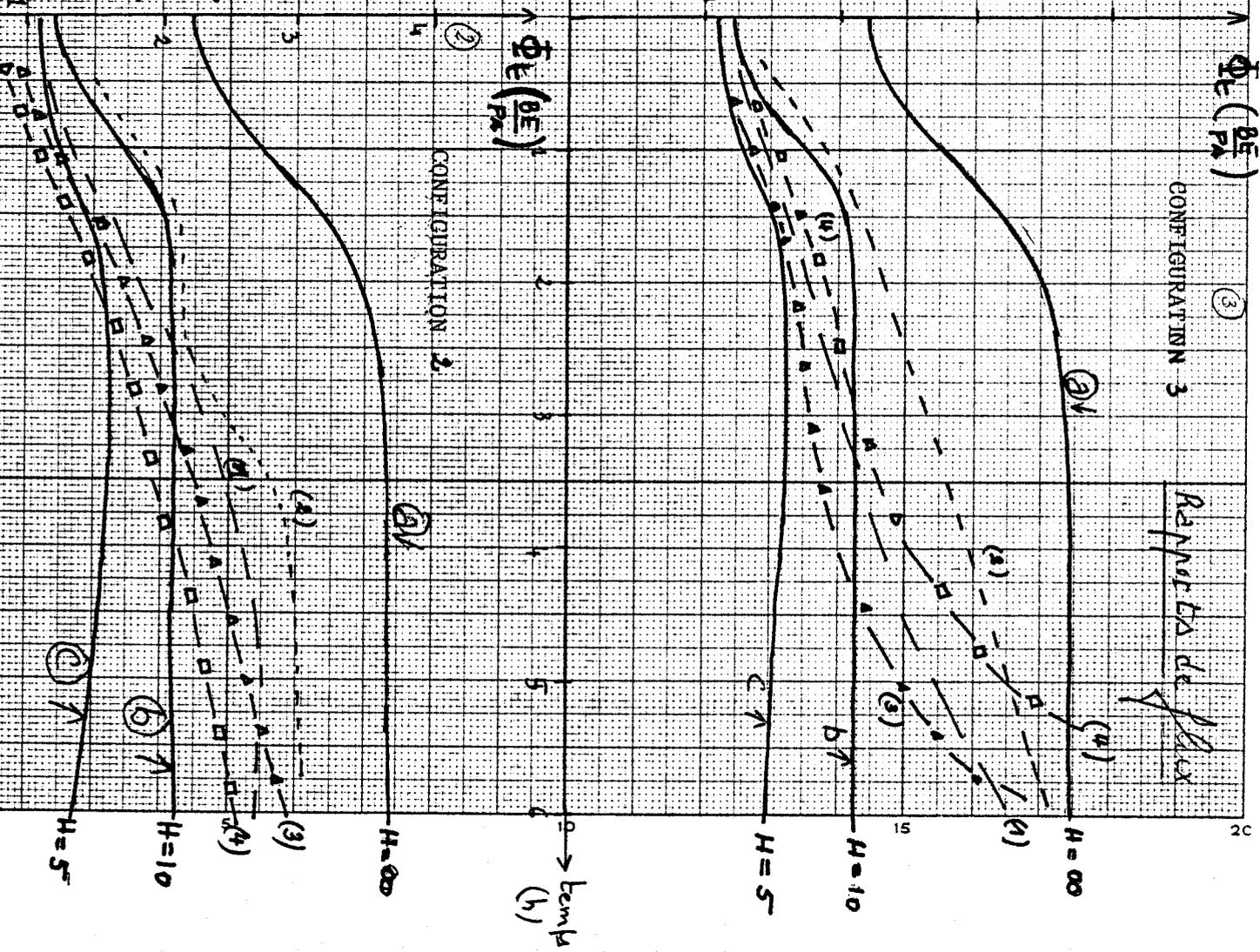
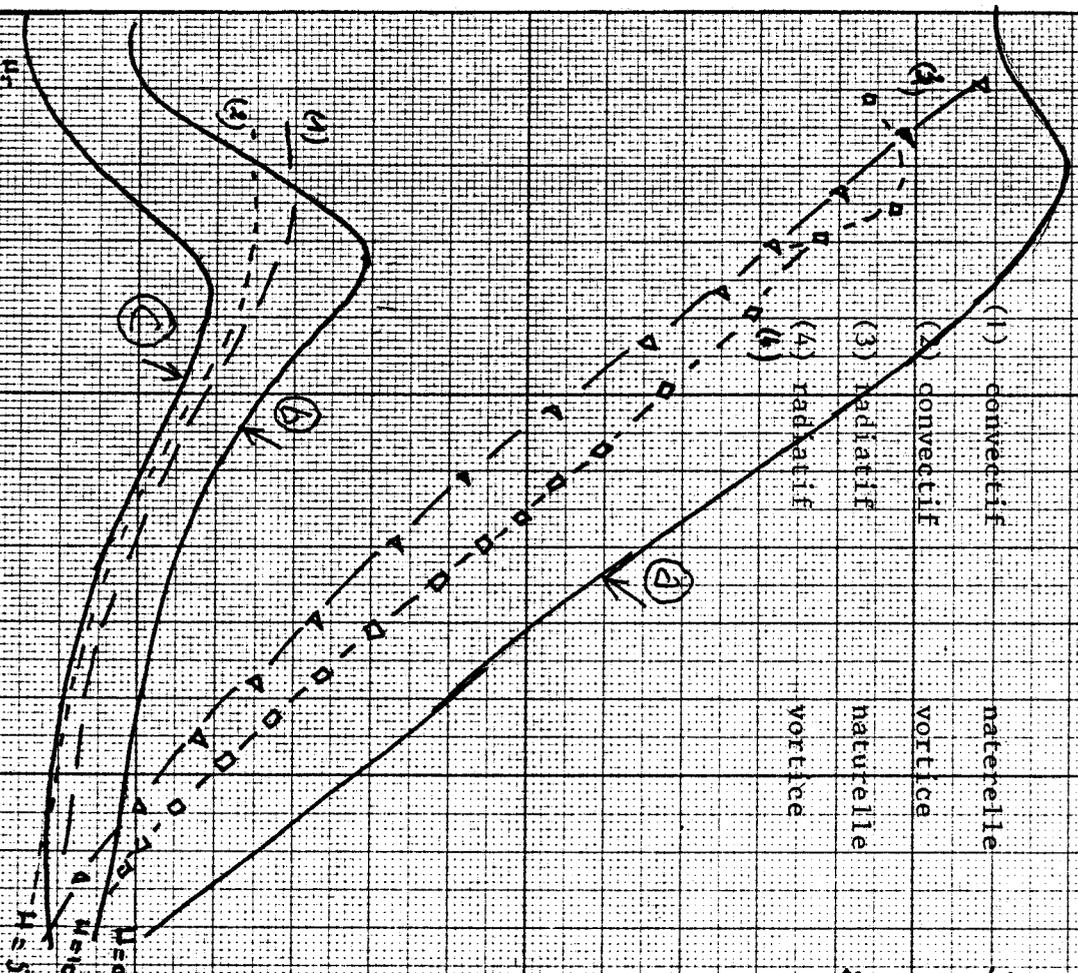
4

1

2

3

4



b)- source radiative:

h_e apparent varie très largement de 9 à 2.

III.3.3.1.3- Rapport de flux radiatifs

a)- source convective

Rapports négatifs (flux sortants), il est difficile de donner une interprétation simple.

b)- source radiative

Aucune concordance satisfaisante, h_p varie de 6 à 1 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

III.3.3.2- Configuration II-Local mi-léger

III.3.3.2.1- Analyse des flux totaux

a)- source convective

Aucune concordance satisfaisante avec les courbes théoriques, les rapports évoluent pour les six premières heures entre

$h_t = 5 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ et $h_t = 100 W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

b)- source radiative

Aucune concordance satisfaisante, la variation des rapports est brusque et sans intérêt.

III.3.3.2.2- Analyse des flux convectifs

a)- concordance plus ou moins satisfaisante pour h_e comprise entre 5 et 10 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

b)- source radiative

Aucune concordance pour les extractions forte et moyenne.

Par contre, pour l'extraction faible h_e est comprise entre 5 et 10 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

III.3.3.2.3- Analyse des flux radiatifs

Pour la source convective et la source radiative, nous ne notons aucune concordance avec les rapports théoriques. On a des oscillations très grandes de +100 à -100 et ceci quelque soit la nature d'extraction.

III.3.3.3- Configuration III-Local mi-lourd

Nous ne présentons que les rapports des flux totaux expérimentaux.

Nous faisons la même remarque que pour la configuration II.

Aucune concordance satisfaisante avec les courbes théoriques.

Φ_c

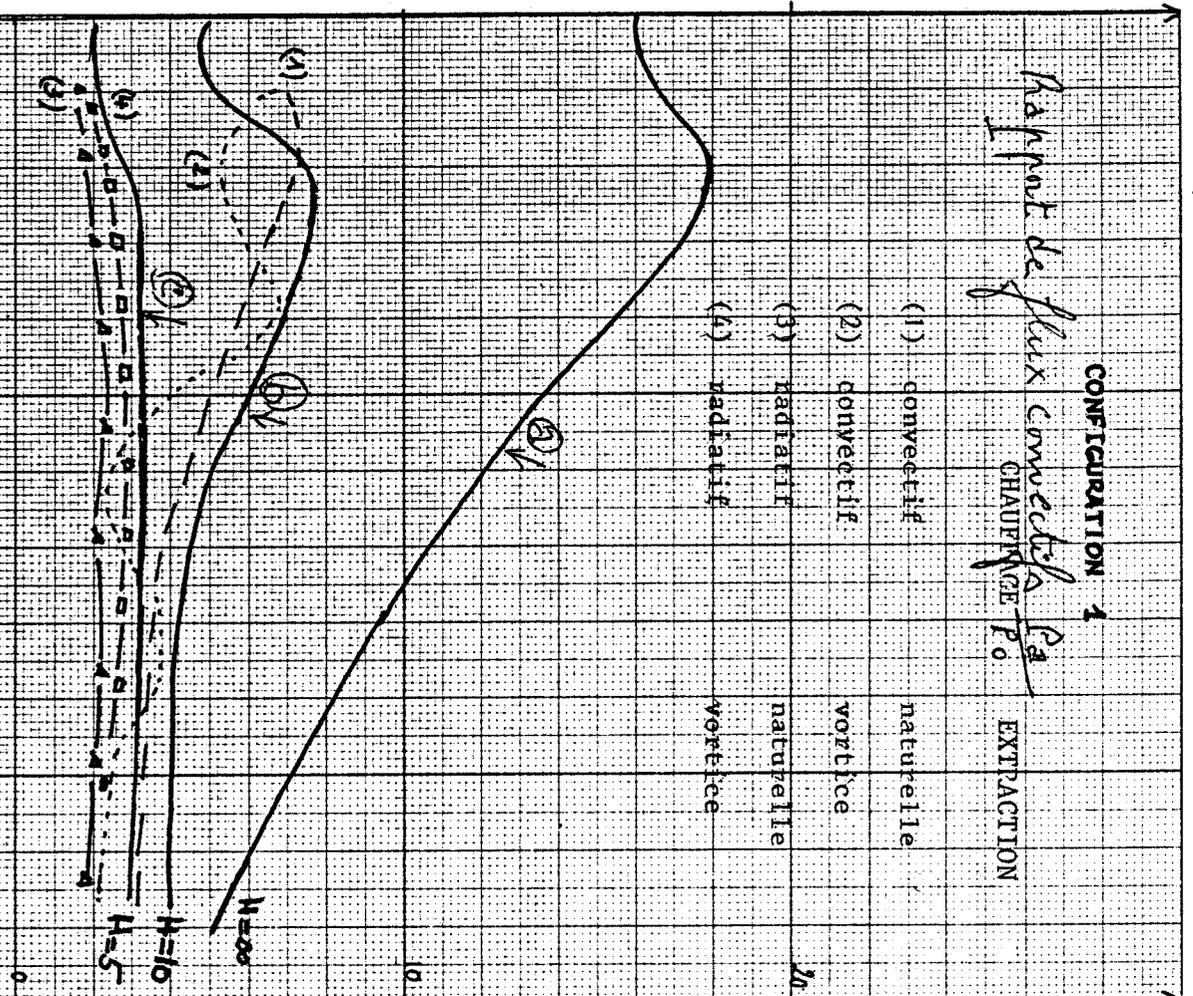
Report de flux convectif
CHAUFFAGE $\frac{P_A}{P_0}$

CONFIGURATION 1

EXTRACTION

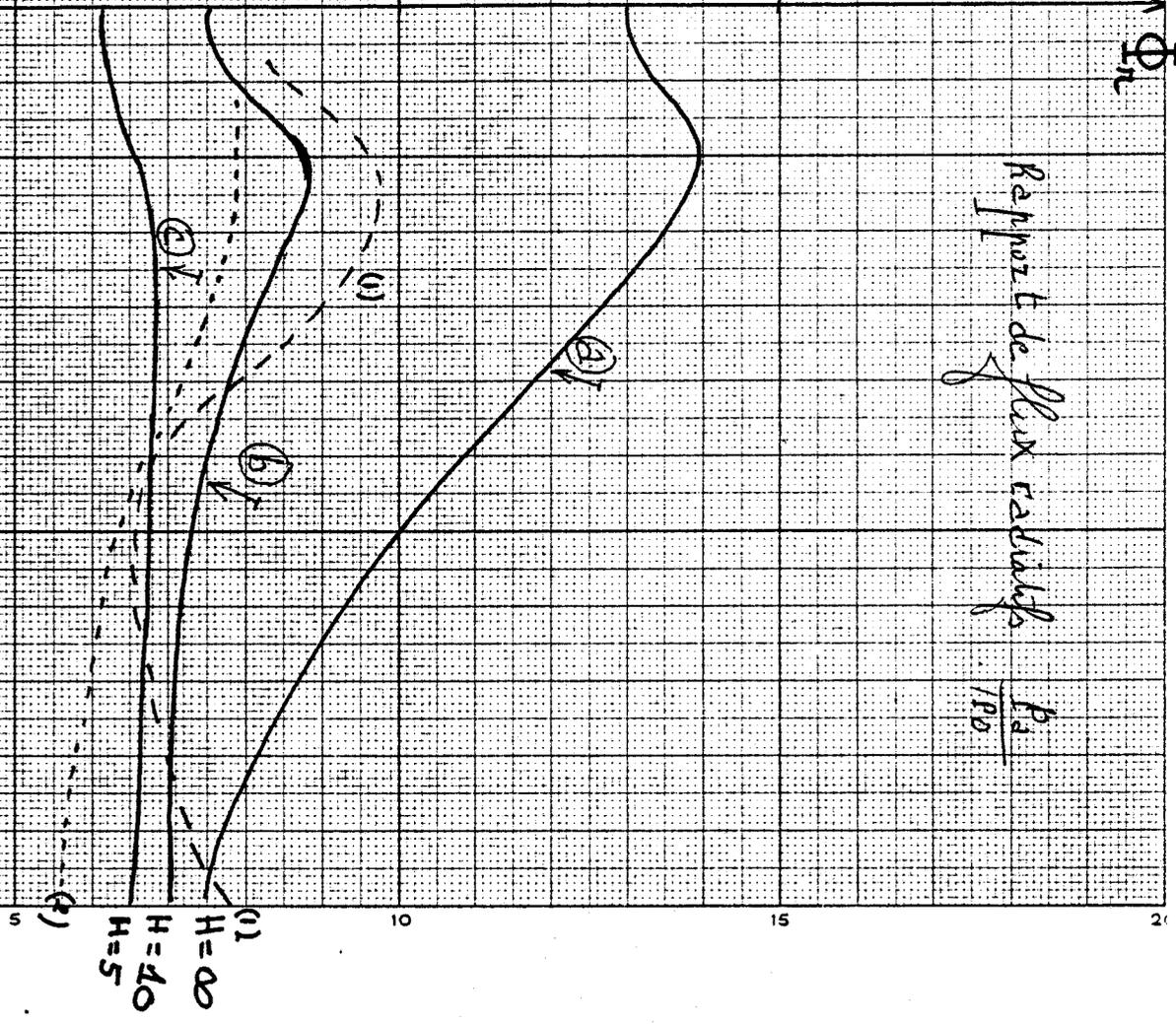
- (1) convectif naturelle
- (2) convectif vortex
- (3) radiatif naturelle
- (4) radiatif vortex

20
10
0



Report de flux radiatifs
 $\frac{P_A}{P_0}$

Φ_r

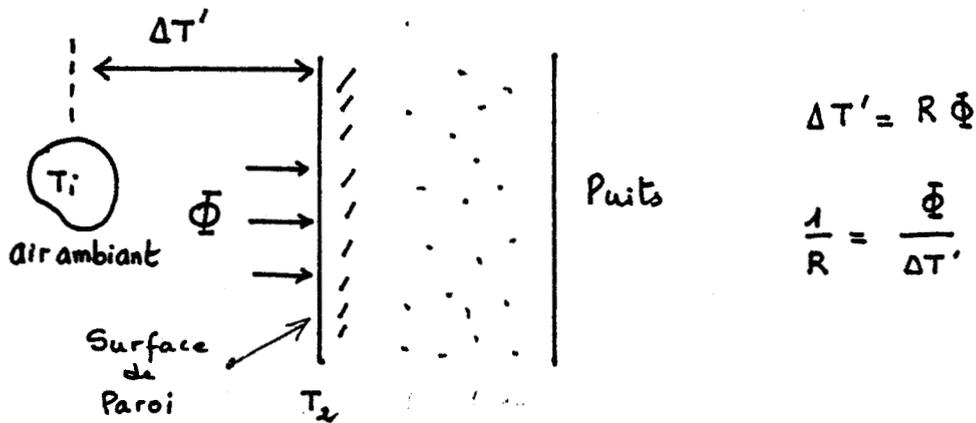


20
15
10
5
0

(1) $H=00$
(2) $H=40$
(3) $H=5$
(4)

III.4- Analyse des quotients- gradients de température/air ambiant, température de surface des parois- flux entrants dans les parois

Rappelons qu'en régime permanent, et aussi pour certains régimes transitoires, il existe une relation entre résistance thermique pure, flux Φ et gradient de température de la forme:



$1/R$ est homogène à un coefficient de transfert.

Nous voulons déterminer, pour les valeurs expérimentales obtenues, la nature des quotients

(Φ_E flux total entrant dans une paroi, Φ_C et Φ_R composantes convective et radiative du flux entrant dans une paroi) et en particulier déterminer la nature de ces quotients en régime transitoire pour justifier ou non la notion de coefficient d'échange radiatif et convectif.

Nous présentons des résultats expérimentaux pour les différentes configurations.

III.4.1- Configuration légère I

Le graphe des figures 11.a et 11.b, 12.a et 12.b donnent $\frac{\Phi_c}{\Delta T}$ pour les parois PaPo et PoBe(isolant et plâtre) (*).

* Paroi PaPo(plâtre):

a)- Pour un chauffage convectif, les courbes 11.a des quotients des valeurs expérimentales Φ_c et ΔT et pour différentes extractions oscillent autour d'une valeur moyenne de $6 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Si on choisit un coefficient d'échange égal à $6 \text{ W/m}^2\text{°C}$ pour le transfert convectif dans le local, on a donc aux erreurs de mesure près, une représentation satisfaisante à 10% environ des échanges convectifs.

b)- Pour un échange radiatif 11.b, le choix d'un coefficient d'échange voisin de $4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ donne des résultats satisfaisants sauf pour les temps supérieurs à 6 heures et les extractions fortes.

* Paroi PoBe:

Par contre pour les matériaux isolants, fig 12.a et 12.b, il est difficile de donner une valeur approximative d'un coefficient d'échange compte tenu des résultats expérimentaux.

a)- Pour un échange convectif on a des oscillations fortes autour de $15 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

b)- Pour un échange radiatif on a des valeurs variant largement autour de $3 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Les graphes donnant $\frac{\Phi_r}{\Delta T}$ divergent tellement (varie du positif au négatif) que leurs représentations sont jugées inutiles.

III.4.2- Configuration II

Les graphes 13.a et 13.b, 14.a et 14.b donnent $\frac{\Phi_c}{\Delta T}$ pour les parois BePo et PaPo.

* Paroi lourde(courbes 13.a et 13.b):

a)- Pour un chauffage convectif, nous observons que quelque soit l'importance de l'extraction, un coefficient d'échange h_c

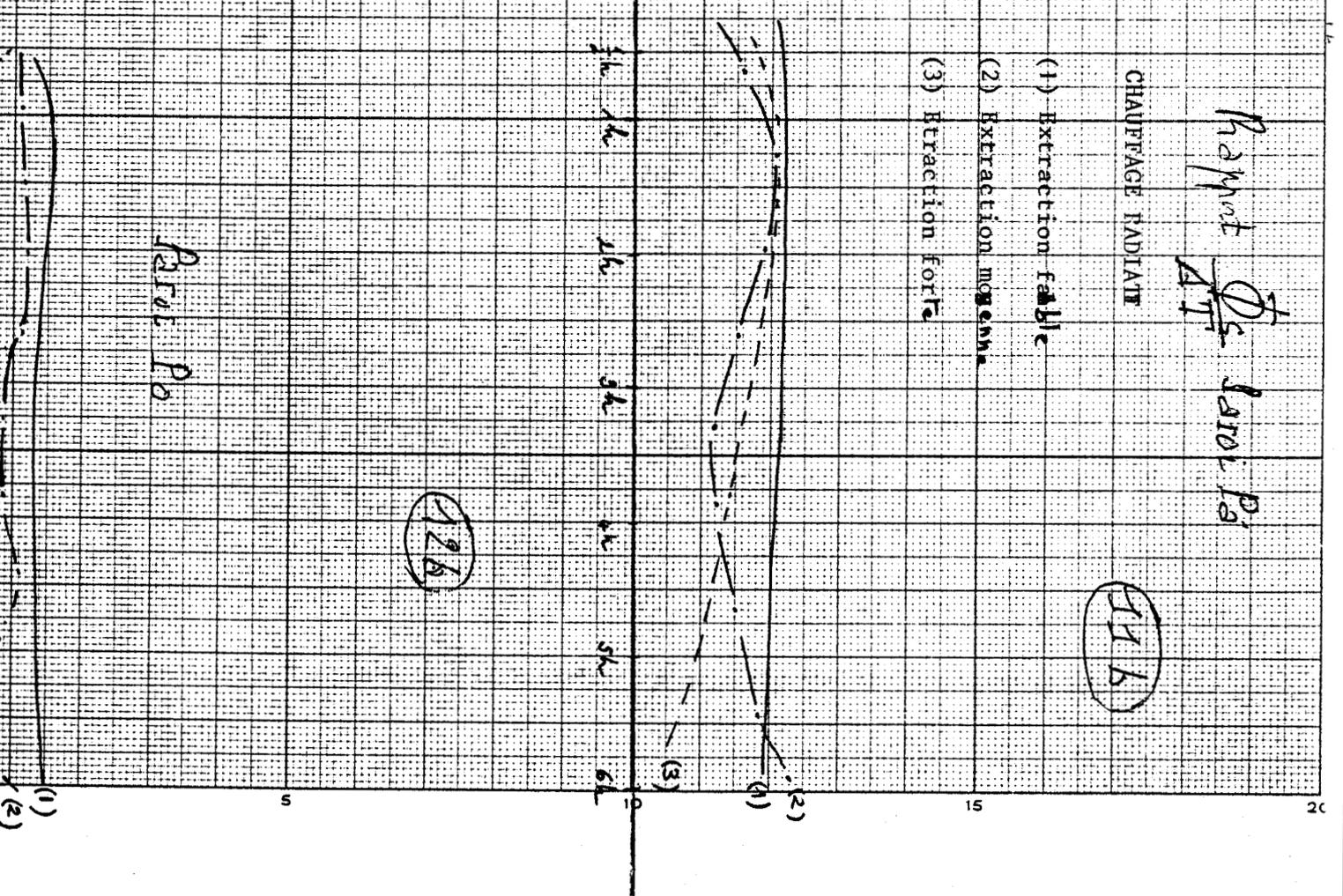
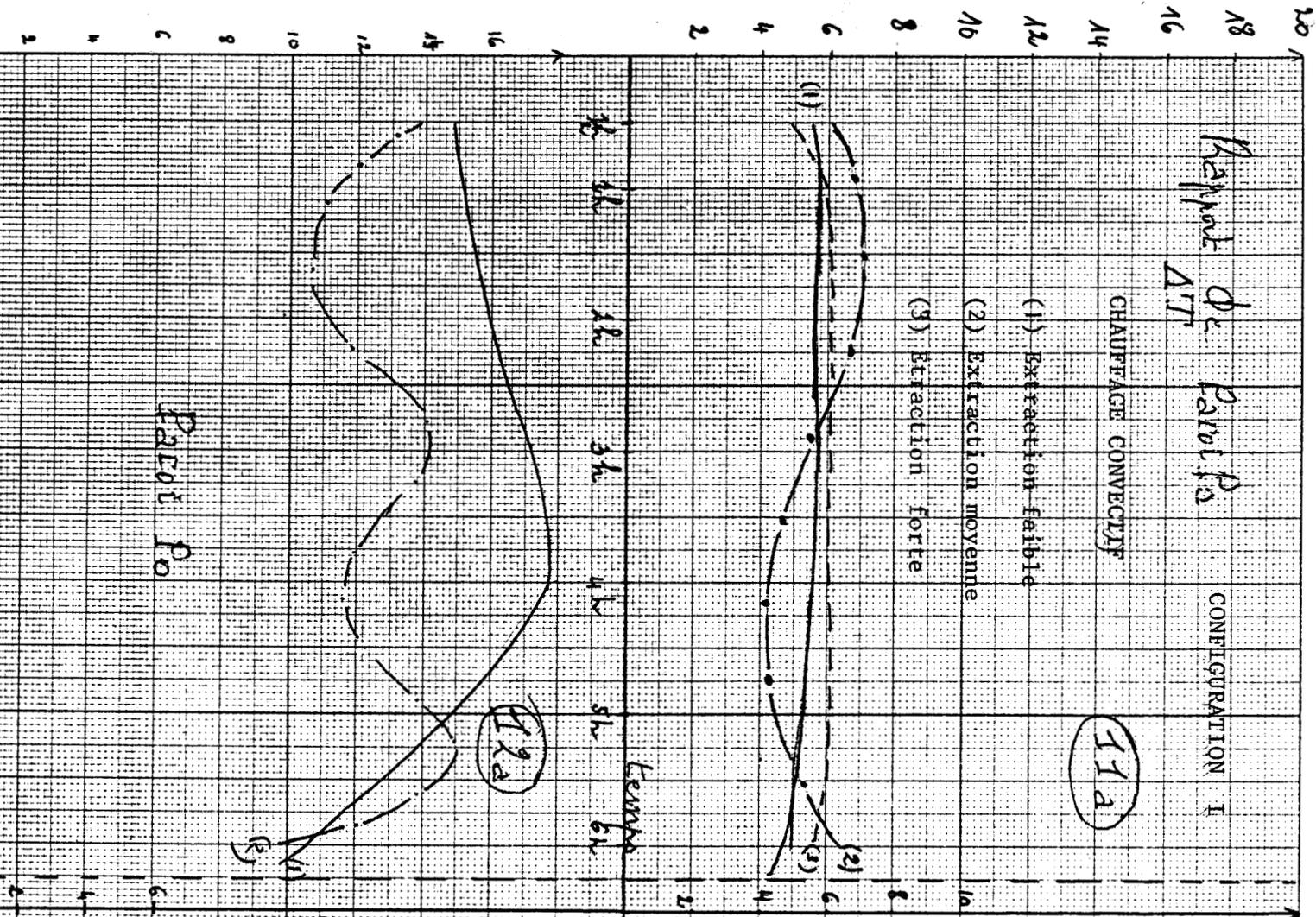
voisin de $5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ rend compte des résultats expérimentaux.

Pour un chauffage radiatif, un coefficient d'échange h_r voisin de $4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ serait satisfaisant.

* Paroi plâtre isolant(courbes 14.a et 14.b):

a)- Pour un chauffage convectif selon l'importance de l'extraction:

(*) Les courbes $\frac{\Phi_{\text{total}}}{\Delta T}$ ne donnent pas de résultats intéressants et ne sont pas introduites pour la configuration I.



Rayon de Paroisse

CONVECTION

(K) Extraction naturelle

(2) Extraction moyenne

(134)

CONFIGURATION II

RADIATION

(J) Extraction naturelle

(1) (2) Extraction moyenne

(136)

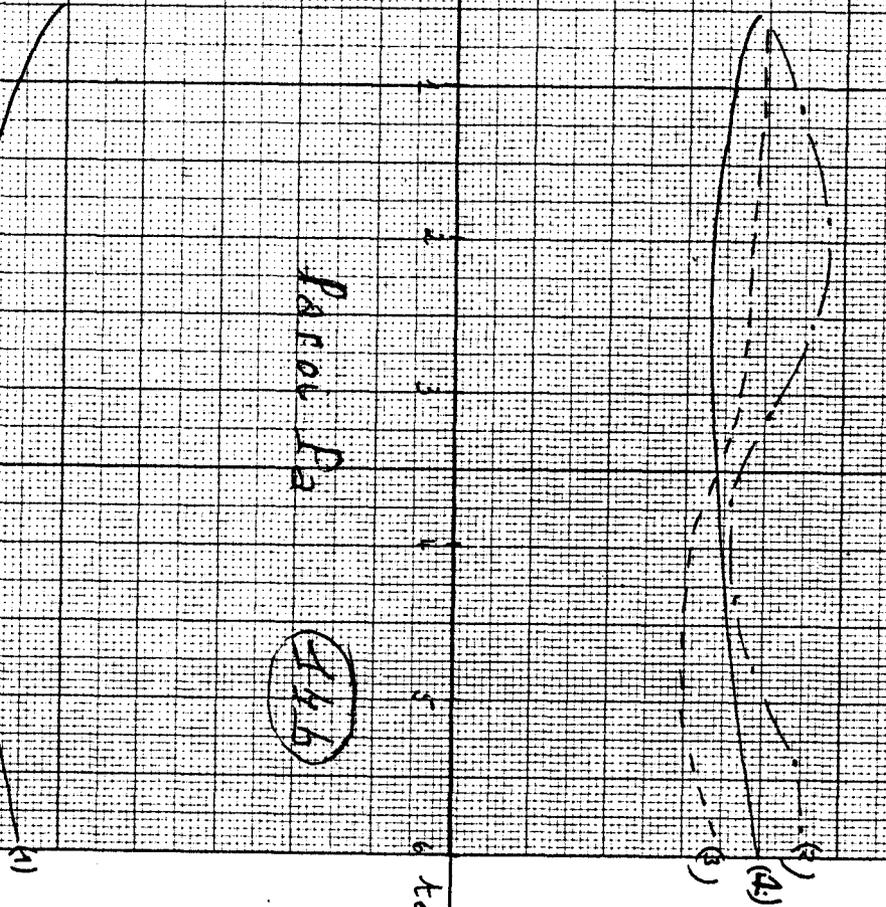
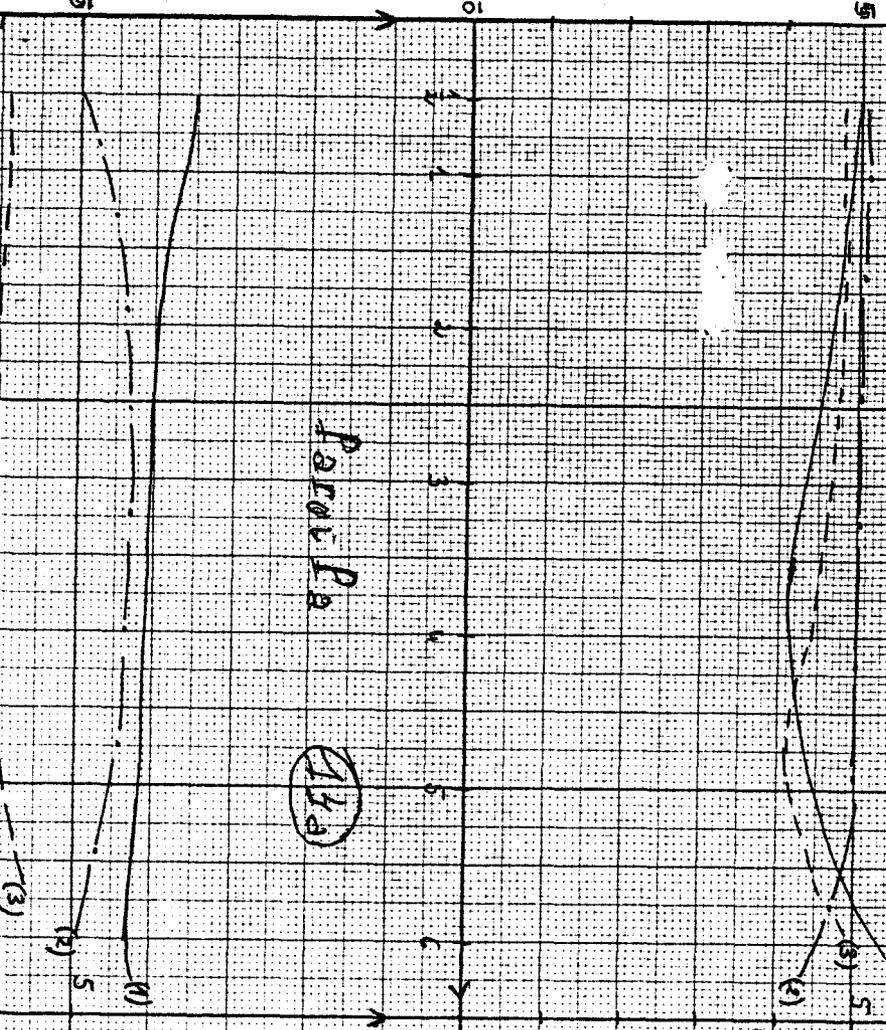
Rayon de Paroisse

Paroisse

(134)

Paroisse

(136)



- extraction faible: un coefficient d'échange h_e voisin de $6 \text{ W/m}^2\text{°C}$ donne satisfaction.

- extraction moyenne: un coefficient d'échange compris entre 4 et $5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ est satisfaisant.

- extraction forte: un coefficient d'échange voisin de $4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ est convenable.

Nous notons qu'au bout de 5 heures les résultats divergent.

b)- Pour un chauffage radiatif, quelque soit l'importance de l'extraction pour les 4 premières heures, un coefficient d'échange h_e voisin de $3 \text{ W/m}^2\text{°C}$ serait satisfaisant.

La divergence des résultats apparaît pour t supérieur à 5 heures.

III.4.3- Configuration III

Les résultats observés sur les flux totaux sont du même ordre de grandeur que pour la configuration II.

* Paroi lourde,

a)- chauffage convectif:

- extraction moyenne et extraction faible: h_e est voisin de $9 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

- extraction forte: h_e voisin de $11 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

b)- chauffage radiatif:

Quelque soit la nature d'extraction et pour les 4 premières heures h_e est voisin de $9 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

III.5- Conclusion

L'analyse des flux; et celui des rapports flux entrants dans les parois/gradient de température (air ambiant-température de surface) montre que la notion de coefficient d'échange constant doit être interprétée avec beaucoup de réserves en régime transitoire.

Pour les parois lourdes, un coefficient d'échange total h_e voisin de $9 \text{ W/m}^2\text{°C}$ est souvent une approximation suffisante.

Rappelons notre signification de paroi lourde qui est différente de celle des normes CSTB; une paroi lourde est, pour nous, une paroi qui offre aux flux thermiques une effusivité importante et une épaisseur suffisante (effet de masse); au

point de vue thermique, la paroi lourde considérée présente un gradient de température, air ambiant-température de surface, important.

Pour cette paroi les flux radiatifs et convectifs sont toujours entrants et la valeur du transert, $h_t \# 9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$, est une valeur admissible avec une composante convective $h_c \# 4.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ et une composante radiative $h_r \# 4.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ mais seulement pour les gradients de température supérieurs à 2 C .

Pour les parois légères, la notion de coefficient d'échange global $h_t \# 9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ n'est pas significative. Nos mesures et nos interprétations montrent que si h_c reste voisin de $4.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$, on ne peut rien dire du transfert flux radiatif; dans les régimes transitoires le bilan radiatif devient rapidement négligeable, ou est sortant, ce qui correspond à h_r variant de $4.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ à une valeur nulle puis à une valeur négative.

On conçoit que pour une valeur intermédiaire, par exemple plâtre-isolant, les mécanismes soient très variés. Au départ des régimes transitoires les transferts radiatifs et convectifs sont de mêmes sens.

Rapidement, au bout de 5 heures de chauffage convectif, le bilan radiatif devient nul.

Au total, les essais d'interprétation des flux expérimentaux et des gradients de températures montrent bien la complexité des mécanismes de transfert et de couplage entre flux convectif et les mécanismes radiatifs(bilan) ne sont pas de même nature et c'est ce qui rend la modélisation si difficile.

Nous tentons au paragraphe suivant une approche de modèle semi-empirique.

III.6- Essai d'un modèle simplifié pour l'analyse des températures et des flux dans un local d'habitation

Compte tenu des nombreuses remarques inspirées par les valeurs expérimentales, il apparaît nécessaire de bien préciser les hypothèses de travail.

a)- Nous admettons que le local étudié est aveugle, pas d'énergie solaire: normale ou diffuse, entrante.

b)- L'influence de l'extraction d'air est considérée comme une perte d'énergie constante qui doit être systématiquement retirée de l'énergie fournie.

c)- L'influence des planchers et des plafonds n'est pas ici analysée. Les planchers et les plafonds sont dans les expériences fortement isolés et contribuent peu à la perte d'énergie; dans un travail ultérieur, les influences seront systématiquement étudiées.

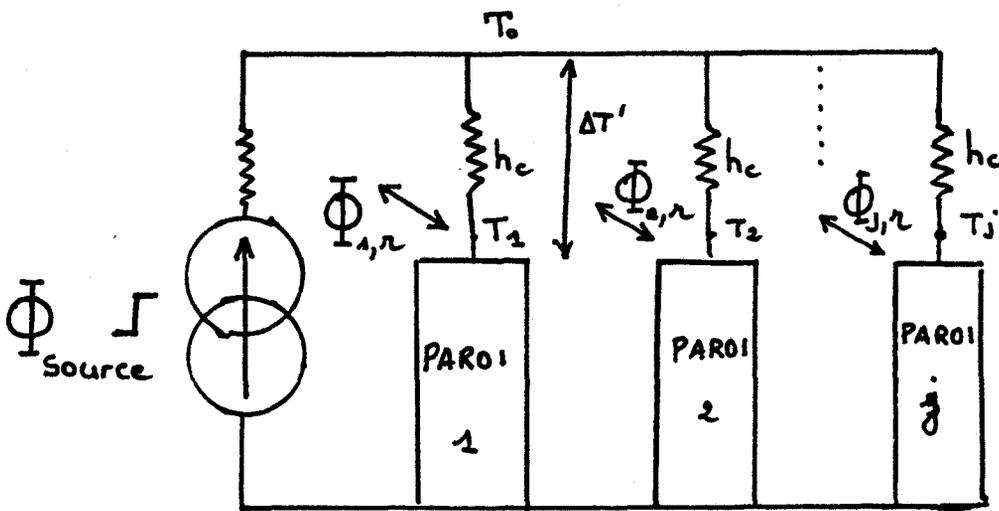
d)- L'influence de la nature de la source d'énergie majoritairement radiative ou majoritairement convective est introduite sous forme arbitraire de coefficient 1 pour une source radiative, coefficient 1.3 pour une source convective (il faut 1.3 fois d'énergie de base en plus pour assurer les mêmes effets).

e)- Au début des expériences tous les matériaux sont à la température du puits. Au total ce qui est modélisé c'est un petit local aveugle de 14 m^3 et l'influence des parois et des coefficients de transfert qui est particulièrement étudiée.

Le couplage entre les effets convectifs et radiatifs est difficile à analyser.

Précisons quelques données:

Supposons un schéma fig.20,



T_0 : air ambiant au centre du local

fig 20

Nous pouvons pour toutes les parois verticales de ce schéma admettre un coefficient d'échange lié au transfert convectif h_c voisin de $4.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Mais ce schéma ne permet pas de préciser la nature des bilans radiatifs

$\Phi_{1,r}$, $\Phi_{2,r}$, ..., $\Phi_{j,r}$, ... qui entrent et sortent de chaque paroi. Ces bilans varient suivant la nature de l'effusivité du premier matériau, suivant l'épaisseur du matériau, suivant le temps, suivant la nature de la source etc...

Nous pouvons seulement donner des indications sur une valeur moyenne des effets radiatifs.

- Supposons que la paroi 1 soit lourde, un matériau vu de l'entrée d'effusivité supérieure à 1500, d'épaisseur plusieurs cm.

Cette paroi restera pendant plusieurs jours, en pratique toujours, plus froide que les autres.

En première approximation pour cette paroi, la température moyenne radiante du local, sera voisine de T température d'air et nous pouvons dire que les bilans radiatifs sont équivalents à un transfert avec un coefficient d'échange h_r

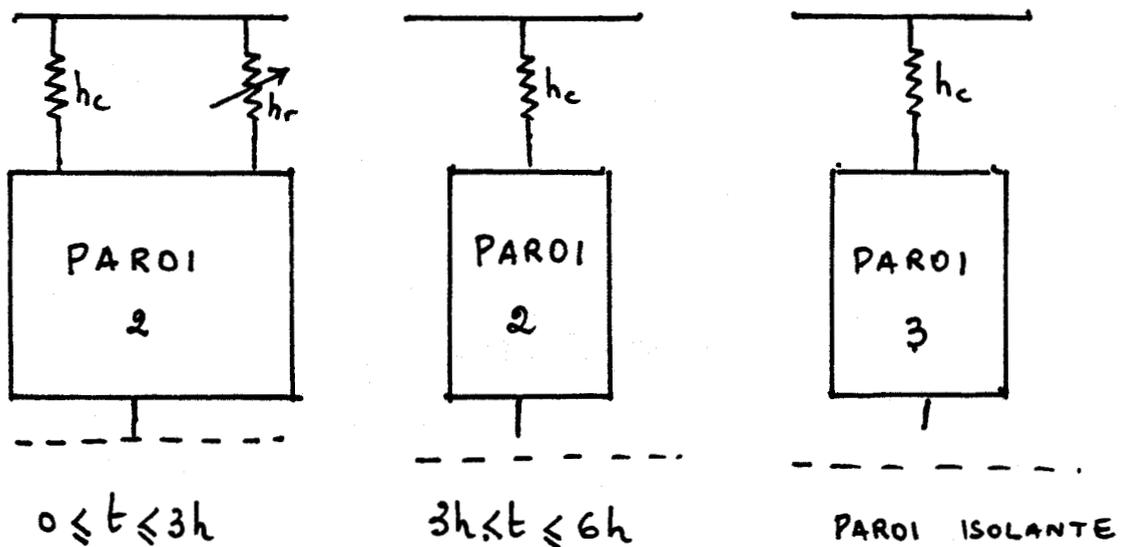
voisin de $4.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ et cette valeur restant à 10% près satisfaisante pour une température de paroi nettement inférieure à la température d'air ambiant.

- Supposons que la paroi 2 soit une paroi: plâtre 7 cm isolant 5 cm.

Durant les deux premières heures cette paroi peut être considérée comme lourde (température de surface très différente de la température d'air) et on peut admettre un flux radiatif entrant équivalent à un coefficient h_r voisin de $4 \text{ W/m}^2\text{°C}$, puis cette paroi au bout de cinq heures, présente un bilan radiatif nul $h_r = 0$.

En pratique pour cette paroi, nous pouvons admettre de 0 à 3 heures un coefficient d'échange $h_r = 4.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$, pour des temps supérieurs à 3 heures $h_r = 0$ - en pratique nous avons simulé $h_c = 0$

schéma fig21.a-b-c



		1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
Be	T'	8.88	8.88	7.93	6.16	5.84	5.55	5.04
	Φ/m^2	79.9	79.9	71	55	52.5	50	45
Pa	T'	8.88	8.52	7.93	6.91	6.16	5.53	4.81
	Φ/m^2	40	38.3	35	31	27	24	21
Po	T'	2.22	1.42	1.23	1.16	1.14	1.13	1.12
	Φ/m^2	10	6.4	5.6	5.3	5.2	5.1	5
Φ local		896	866	782	640	588	559	506
G dynamique		6.4	6.18	5.58	4.57	4.27	3.99	3.6

- Flux d'excitation variable à température constante
(T= 10°C)

Φ flux en W/m².°C

- Tableau 6.1 -

		1/2 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h
Y	/paroi	54.24	54.24	48.42	37.6	35.6	33.9	30.8
Y	/paroi	27.1	26.0	24.2	21.18	18.8	16.9	14.7
Y	/paroi	10.1	6.4	5.6	5.3	5.2	5.1	5.1
T (air ambiant-puits)		5.46	5.76	6.39	7.79	8.37	8.92	9.87
Be	T'	4.85	5.14	5.07	4.8	4.89	4.95	4.98
	Φ	43.6	46.0	45.5	43.2	43.2	44.5	44.8
Pa	T'	4.85	4.91	5.07	5.4	5.16	4.95	4.76
	Φ	21.8	22.1	22.7	24.1	23.1	22.2	21.3
Po	T'	1.21	0.81	0.78	0.91	0.95	1.01	1.1
	Φ	5.6	3.6	3.4	4.0	4.2	4.4	4.9
G dynamique		6.54	6.2	5.58	4.58	4.26	4	3.65

- Excitation constante $\Phi = 500$ W/m²

- Tableau 6.2 -

III.7- Comparaison des valeurs simulées et des valeurs expérimentales

1)- Pour le modèle à température d'air ambiant constante, il apparait que le flux entrant dans la paroi béton est trop important.

La consommation en flux de cette paroi lourde béton est toujours plus faible que la valeur théorique.

Une explication possible est peut être liée à l'effusivité apparente réelle du béton trop élevée $b = 2000$; avec $b = 1200$ les résultats seraient plus satisfaisants.

Pour la paroi plâtre isolant les valeurs expérimentales obtenues avec $h_f = 0$ et $h_e \approx 4.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ donnent des valeurs de flux satisfaisants.

Les valeurs de G dynamique sont compatibles avec celles obtenues expérimentalement.

2)- Modèle à excitation constante:

Les gradients de température sont toujours supérieurs aux valeurs expérimentales. Ce qui semblerait indiquer une valeur de coefficient de transfert h_f trop faible.

Les valeurs de G dynamique sont légèrement plus fortes que les valeurs expérimentales.

En réalité nous savons que c'est la nature du couplage flux radiatif/flux convectif qui rend le modèle simplifié insuffisant pour traduire correctement les gradients de température.

A nouveau c'est aussi la nature du couplage qui est déterminante et qui doit être modifiée pour obtenir un schéma satisfaisant.

CONCLUSION

Devant la complexité des mécanismes de transfert d'énergie thermique il est évident qu'un modèle aussi simplifié que celui présenté est insuffisant pour traduire l'ensemble des mécanismes de couplage paroi/source et en particulier obtenir les flux radiatifs et flux convectifs entrant sortant; le gradient de température air ambiant-surface de paroi.

La consommation d'énergie en régime variable est élevée. Pourtant ce modèle est intéressant car en première approximation, il apparait comme supérieur à beaucoup d'autres présentés dans la littérature en particulier pour les premières heures du régime transitoire.

Nous proposerons dans des travaux de recherches ultérieurs des modèles plus élaborés dans lesquels les transferts thermiques seront schématisés par des coefficients h fonction du temps, fonction de la nature des parois, fonction de la nature des sources et fonction de l'extraction d'air.

CHAPITRE IV

METHODE EXPERIMENTALE

METHODE EXPERIMENTALE

IV.1-Introduction

L'obtention de mesures reproductibles lors d'une étude expérimentale est indispensable pour une interprétation des résultats et pour établir éventuellement un modèle.

Les conditions nécessaires pour les mesures thermiques envisagées sont:

- température constante du "puits" qui entoure le local,*
- absence de conditions initiales dans les parois: tous les matériaux sont à la température du puits.*

L'expérimentation pourrait être effectuée de manière idéale dans une double enceinte entourant le local considéré. Cette condition n'est pas en pratique réalisable pour de nombreux locaux, aussi nous avons fait le choix d'une méthode moins rigoureuse, mais de réalisation plus facile.

Le local est plongé dans un espace suffisamment grand, situé au sous-sol d'un bâtiment de forte inertie-toutes les parois sont en béton- la température de l'air ambiante y est suffisamment constante au moins pendant six heures (durée de la mesure) et reste sensiblement constante durant cinq jours.

Le local utilisé est un local vide, de forme parallélépipédique et de volume moyen égal à 14 m^3 .(cf.page 10)

L'enveloppe du local est constituée de matériaux homogènes et isotropes dont les caractéristiques géométriques et thermophysiques sont données page

Rappelons que le plafond et le sol sont fortement isolés et que seule l'influence des parois latérales est étudiée.

IV.1.1- Sources thermiques

Nous souhaitons une température d'air uniforme dans un volume central important à l'intérieur du local.

Des essais de source thermique très distribuée formée de nombreux panneaux chauffants répartis dans tout la volume ont été faits au laboratoire (5).L'expérience était satisfaisante mais ne permettait pas de porter une appréciation sur les contributions respectives radiatives et convectives d'un type de chauffage et sur les températures réelles dans un local donné.

Nous abandonnons la répartition strictement uniforme de la température d'air du local, pour utiliser des sources proches de celles utilisées dans la pratique journalière.

Les sources thermiques utilisées sont alimentées en énergie électrique; elles sont de deux types:

* une source majoritairement radiative (panneau radiant métallique du commerce), de puissance 938 W, situé à 40 cm du plancher en position centrale dont le panneau radiant dirigé vers le plafond a une surface de 0.5 m².

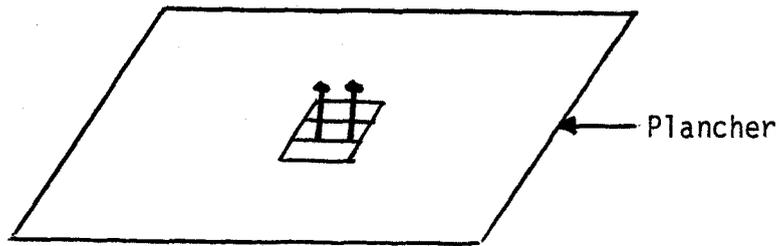


fig.4.1

Dans le texte, cette source est appelée source radiative.

** une source majoritairement convective- constituée de deux radiateurs convectifs dont la puissance totale est 885 W-, ils sont également à 40 cm du plancher.

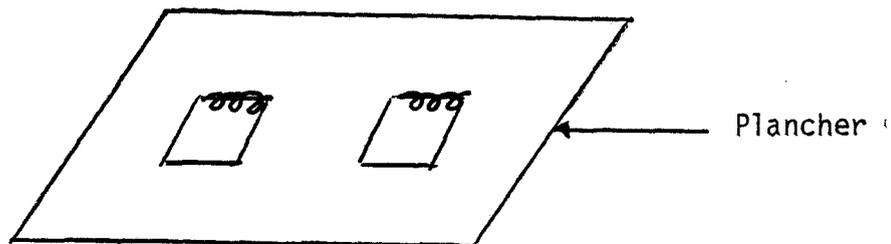


fig.4.2

Dans le texte, cette source est appelée source convective.

Ces sources seront commandées de façon automatique par un dispositif décrit page 95 de façon à obtenir les gradients de température souhaités pour l'expérimentation.

IV.1.2- Extracteurs d'air

Le renouvellement d'air est pratiqué par une ouverture basse et une sortie haute de même section (diamètre=0.13 m), les orifices de ventilation (1) et (2) sont de section fixe et sont situés en façade.

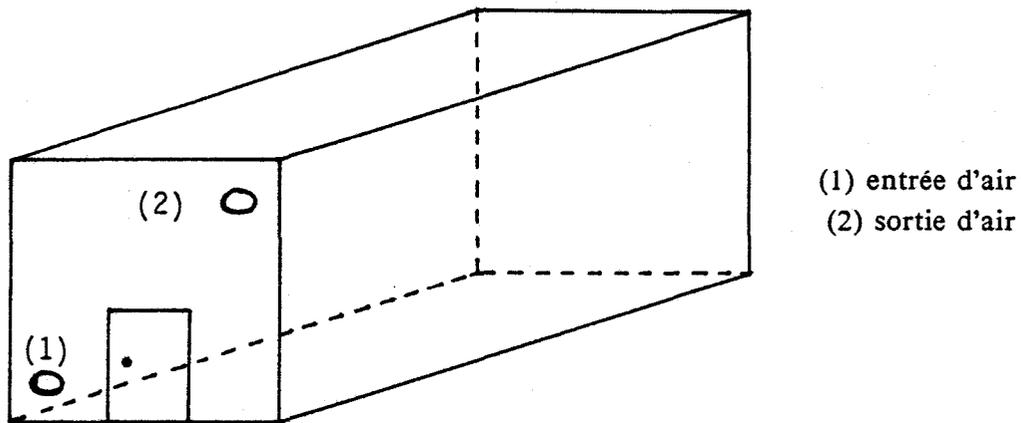


fig.4.3

Nous pratiquons quatre types de renouvellement d'air:

1) lorsque les orifices de ventilation sont fermés, on considère qu'il n'y a pas de renouvellement d'air.

2) lorsqu'ils sont laissés ouverts, le renouvellement d'air est un renouvellement d'air naturel- il est faible-, celui-ci est pris comme référence pour l'ensemble des mesures.

3) lorsqu'un extracteur d'air -type ETRI- est positionné dans le sortie haute, le renouvellement d'air est un renouvellement d'air moyen d'un volume par heure; le volume extrait est 14 m^3 par heure.

4) enfin, lorsqu'un extracteur d'air -type VORTICE- se trouve dans l'orifice haut, le renouvellement d'air est un renouvellement d'air fort; le volume extrait est 35 m^3 par heure, soit 2.5 volumes par heure; ces deux derniers renouvellements d'air sont des renouvellements d'air forcé.

IV.1.3- Mesure de flux

IV.1.3.a- Présentation des capteurs de flux

Nous utilisons des fluxmètres mis au point par le professeur *THERY* au sein du laboratoire de mesures automatiques (Brevet ANVAR). De nombreuses publications les concernent. (6) (7)

Un nombre important de couples "spéciaux" cuivre-constantan placés en série sont associés à une feuille de Kapton.

L'étalonnage de ces fluxmètres est présenté page

Hormis ces fluxmètres "ordinaires" disponibles dans plusieurs dimensions (0.14 m x 0.14 m étant la plus courante), notre recherche a nécessité la mise au point de fluxmètres différentiels permettant de séparer au premier ordre les contributions convectives et radiatives d'un flux.

Le principe de ces fluxmètres dits "mixtes" est le suivant:

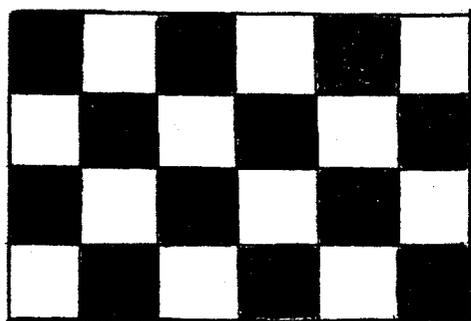
supposons une mosaïque de capteurs élémentaires de flux, les uns noircis, les autres parfaitement réfléchissants avec un coefficient réflecteur théorique infini.

Supposons que l'une des faces, la face inférieure, par exemple, soit à température uniforme et constante, lorsqu'un flux F de composante radiative F_r et de composante convective F_c rencontre un tel capteur, les flux F_r et F_c ont un effet additif sur les corps noirs; par contre sur les fluxmètres parfaitement réfléchissants, il n'y a aucune absorption du flux radiatif, mais seul l'effet du flux convectif est pris en compte sur la partie parfaitement réfléchissante du fluxmètre.

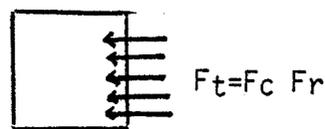
Il apparaît donc que l'indication des fluxmètres brillants représente F_c : la composante convective du flux total considéré.

Connaissant les contributions totales du flux sur les surfaces noires si l'on soustrait la composante convective à flux total, nous obtenons aisément la contribution radiative ou alors "flux radiatif". (fig.4-4)

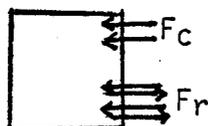
- corps noir
- corps parfaitement réfléchissant



Sortie 1 }
Sortie 2 }
Capteur de flux dit "mixte"



Cellule noircie



Cellule parfaitement réfléchissante

fig. 4.4

En pratique, si l'effet corps noir est satisfaisant, les surfaces brillantes ne sont pas parfaitement réfléchissantes.

Après vérification, nous pensons que nos mesures ont une précision de l'ordre de 10%.

IV.1.3.b- Caractéristiques des fluxmètres

Les capteurs "ordinaires" ont les caractéristiques suivantes:

- épaisseur égale à $2 \cdot 10^{-4}$ m environ.
- résistance thermique égale à $0.005 K/W \cdot m^2$
- capacité thermique $2200 J/K \cdot m^2$
- sensibilité moyenne comprise entre 900 et $1400 \cdot 10^{-6} V/W \cdot m^2$

La connaissance de la sensibilité des capteurs de flux est nécessaire pour déterminer la valeur du flux qui traverse le capteur.

L'étalonnage se doit être précis; la méthode que nous utilisons au laboratoire est une méthode expérimentale de conduction.(fig.4-5)

Le fluxmètre à étalonner est placé entre le "puits" thermique constitué par une plaque maintenue à température constante et une résistance imprimée en constantan de même surface que le capteur.

La méthode consiste à fournir une puissance thermique connue au fluxmètre.

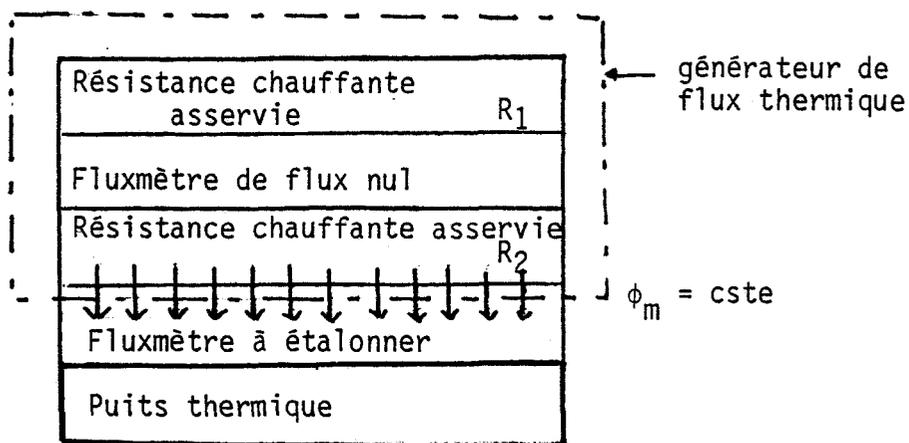


fig.4-5: L'étalonnage des fluxmètres en conduction

Un ensemble composé d'un fluxmètre asservi au flux nul, associé à une résistance chauffante R_1 , est disposé sur la résistance chauffante R_2 . Cet ensemble permet de contrôler que l'intégralité de la puissance thermique fournie traverse effectivement le fluxmètre à étalonner.

L'expérience a montré que les capteurs étaient linéaires.

La tension détectée aux bornes du fluxmètre est proportionnelle au flux traversant le capteur.

Connaissant la puissance délivrée par la source, on en déduit facilement la sensibilité du capteur.

Les capteurs utilisés pour les mesures de flux habituelles dans le bâtiment, c'est-à-dire les mesures de flux entrant dans des parois verticales ou horizontales, sont utilisés dans des conditions différentes de celles de la méthode d'étalonnage en conduction, présentée ci-dessus.

Des essais effectués au laboratoire par Messieurs BOUCHIQUET et ELHARZLI ont montré que les valeurs des étalonnages en conduction étaient également valables à l'air libre.

La difficulté d'obtenir une valeur précise de la sensibilité est liée à la non reproductibilité des mesures; le contact thermique fluxmètre/paroi ne s'exerce pas toujours avec la même pression.

Les mesures sont souvent précises à mieux de 10%, comme nous l'avons précisé dans le paragraphe précédent.

IV.1.4- Mesure de température

IV.1.4.a- Présentation des capteurs de température

Rappelons que les capteurs de température habituels sont des thermistances, des éléments sensibles ou encore des thermocouples différentiels.

Toutes ces méthodes sont possibles dans le cadre de nos mesures.

Mais pour des raisons de prix de revient, d'environnement, nous avons choisi d'utiliser des sondes au Silicium dopé.

Rapelons que pour ce type de capteur, dit à variation de résistance $R(T)$, de résistance R_0 à 25°C, il faut disposer d'une source de courant étalonnée pour convertir la mesure de température en une mesure de tension.

Pour les capteurs de résistance R_0 ($=2000 \Omega$) à 25°C, la température s'exprime par:

$$T = (R - 2000)/15 + 25 \quad (A)$$

15 étant la pente de la courbe d'étalonnage $R(T)$.

IV.1.4.b- Caractéristiques des capteurs

En pratique, il faut vérifier dans la bande de températures souhaitées l'étalonnage des capteurs et vérifier que la relation (A) est satisfaisante à 0.2°C près.

L'expérience montre que pour quelques capteurs, il faut translater la température de référence de 25°C (la pente restant satisfaisante pour tous les capteurs utilisés).

L'avantage des capteurs à forte résistance (2000 Ω) permet de minimiser l'effet des résistances de contact.

Rappelons que pour qu'un capteur se mette rapidement en équilibre, il faut que les contacts parois-capteurs soient satisfaisants.

On améliore ces contacts par toute méthode adhésive, par exemple de la graisse au silicone ou par collage etc...

IV.1.4.c- Cas particulier de la mesure de température d'air ambiant

Les mesures de température d'air ambiant sont difficiles. La présence du capteur perturbe la mesure: le capteur traversé ou non par un courant est une source secondaire d'énergie pour le système capteur-air ambiant.

Les échanges thermiques rayonnants et convectifs air ambiant-capteur obéissent à des lois diverses.

De très nombreux travaux ont été écrits sur ces mesures de température ambiante (8) (9).

En pratique, il est souhaitable de protéger le capteur des rayonnements et des effets de turbulence importants.

Nos mesures ne demandant pas de précision trop fine, l'expérience nous a montré qu'après quelques minutes, les écarts ($T_{réelle} - T_{mesurée}$) étaient inférieurs à 1°C.

L'inertie des capteurs n'intervient pas dans nos mesures car à l'échelle des temps choisis, le régime n'est pas rapidement variable.

IV.2- Description d'un cycle de mesure

IV.2.1- Objectif de la mesure- obtention d'un gradient de température imposé

Il s'agit d'obtenir et de maintenir un gradient de température ΔT entre la température d'air ambiante-zone centrale du local et la température extérieure du puits.

Pour un système sans conditions initiales, il faut établir le gradient ΔT le plus rapidement possible et le maintenir durant plusieurs heures avec le moins de fluctuations possibles.

En pratique, un système thermique asservi a tendance à être instable puisqu'une énergie thermique fournie provoque une montée en température avec un retard plus ou moins important lié à l'ensemble des retards du système et de la chaîne de mesures.

Il s'avère que pour obtenir une puissance de chauffage qui maintienne à la température ambiante $T_0 + \Delta T$ (ΔT étant de l'ordre de 10°C), un système thermique, un asservissement relativement sophistiqué est nécessaire.

Nous utilisons pour réaliser le gradient ΔT , une méthode d'asservissement simplifiée en fournissant dans une première phase la puissance maximale possible pour obtenir une montée en température très rapide, puis en utilisant un asservissement de type linéaire avec une tension de référence et des coefficients d'amplification convenables

pour obtenir des fluctuations de température minimales pour une inertie de local et une extraction d'air données.

En pratique, nous obtenons par cette méthode simplifiée, une régulation de température assez satisfaisante pour les systèmes à faible et moyen renouvellement d'air.

Cette régulation s'avère difficile à mettre en oeuvre pour les extractions fortes de type VORTICE et pour des structures de parois lourdes.

L'allure des courbes (puissance de chauffage, temps) est donnée figure 4.6.

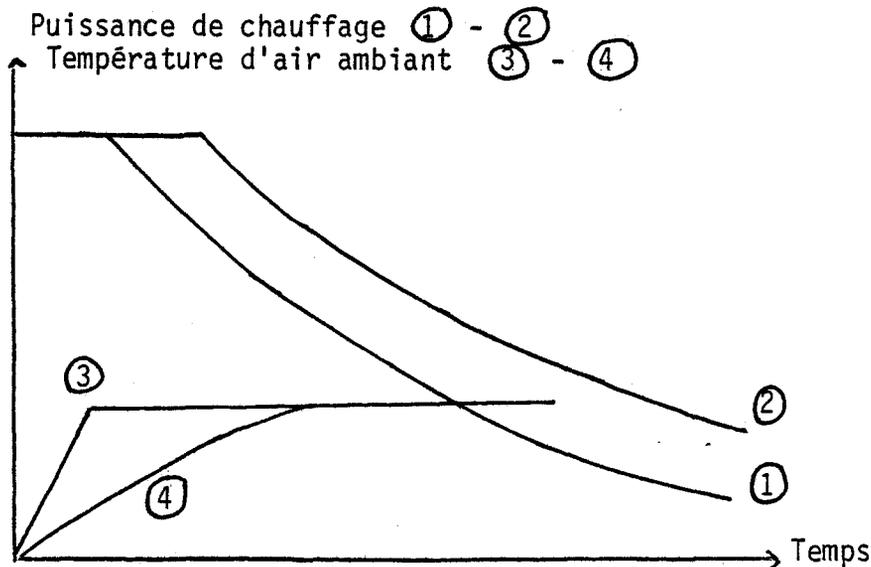


fig. 4.6

Les courbes (1) et (2) représentent la puissance de chauffage en fonction du temps respectivement pour un local de faible et de forte inertie; le palier de départ traduit la puissance maximale thermique disponible.

Les courbes (3) et (4) représentent la température d'air en fonction du temps pour les deux types de locaux précédemment cités.

Nous avons donné -chapitre I- les tableaux de puissance en fonction du temps pour un local et une extraction donnée; les montées en température dépendent des conditions expérimentales.

Pratiquement, le gradient ΔT est toujours obtenu entre deux et dix minutes de chauffage; ce qui, pour un cycle de six heures, est toujours négligeable.

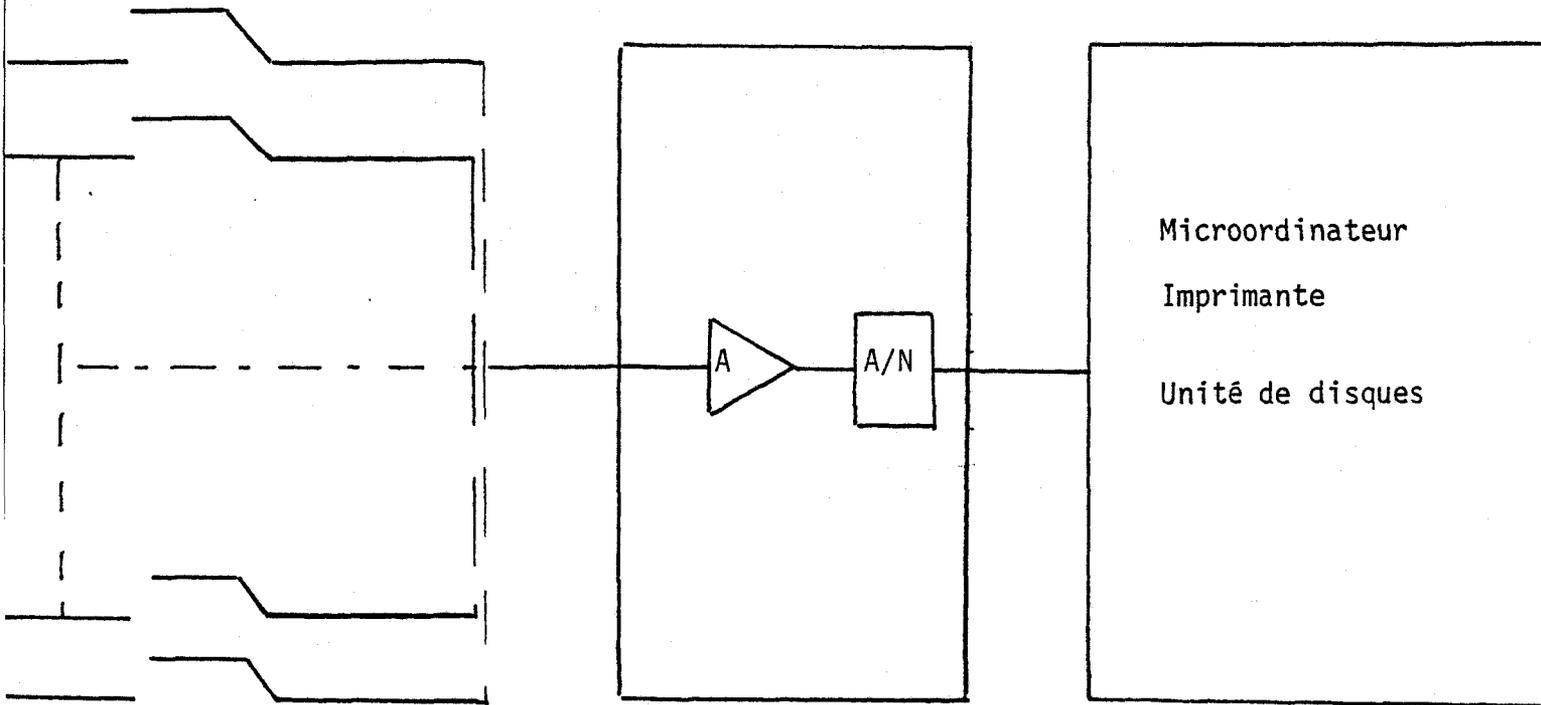
IV.2.2- Chaîne de mesures-Acquisitions

Les signaux électriques issus des capteurs de flux et de température sont souvent de très faible niveau, de l'ordre de quelques dizaines de microvolts.

Deux méthodes sont envisageables pour l'acquisition de quelques dizaines d'informations.

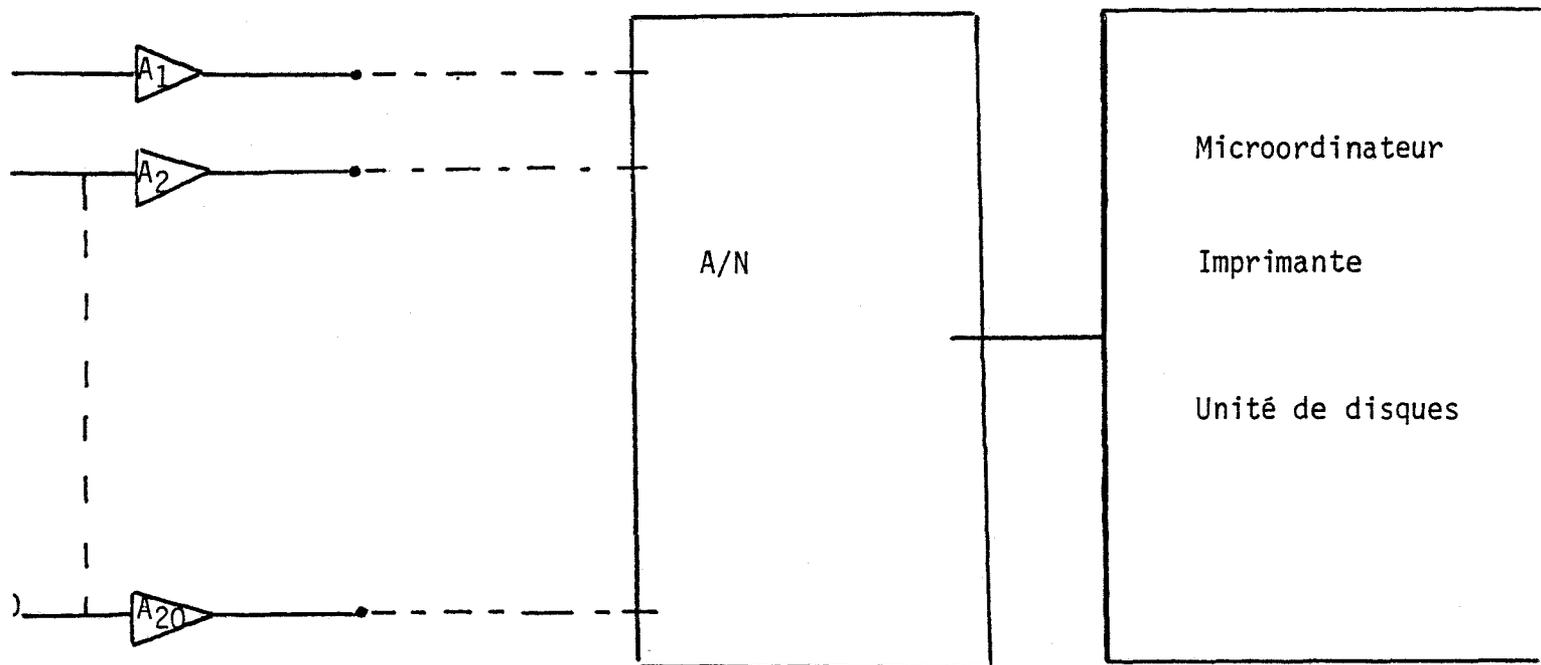
* première méthode:

Un ensemble séquentiel à commutateur bas niveau sélectionne les voies à mesurer; l'information choisie est transmise à un voltmètre numérique qui effectue la mesure,



20 voies ↔ 20 contacteurs ↔ Voltmètre numérique ↔ Microordinateur

Dispositif 1



20 voies ↔ 20 amplificateurs ↔ Convertisseur analogique numérique ↔ microordinateur

Dispositif 2

Figure 4-7

assure la transformation analogique numérique et le traitement de l'information. Les signaux sont ensuite transmis à un micro-ordinateur par l'intermédiaire d'un bus IEEE.

*** deuxième méthode:**

Un tiroir de mesure(*) assure l'amplification des signaux analogiques bas niveau, par exemple gain 1000, puis les conversions en signaux numériques avec transmission adaptée à un micro-ordinateur.

Pour les mesures de température, dans le dispositif (1), le générateur de courant est celui du voltmètre numérique et pour le dispositif (2), chaque amplificateur est accompagné d'un générateur de courant stable.

Compte tenu du matériel mis à notre disposition pour réaliser ce travail, nous avons utilisé les deux méthodes simultanément.

- le dispositif (1) a été utilisé pour les mesures de flux et de température.
- le dispositif (2) a servi à la régulation de puissance (développée dans le paragraphe suivant).

Pour de telles mesures, il nous semble préférable d'utiliser le dispositif (1) pour les mesures de température, car la présence d'un courant continu traversant en permanence la sonde de température peut perturber la mesure et le dispositif (2) pour les mesures de flux -dispositif plus adapté aux signaux de très faible niveau-.

IV.2.3- Traitement numérique de l'information

Pour le traitement numérique et l'enregistrement des résultats expérimentaux, nous utilisons une chaîne automatique constituée de :

- un micro-ordinateur,
- un lecteur de disquettes,
- une imprimante.

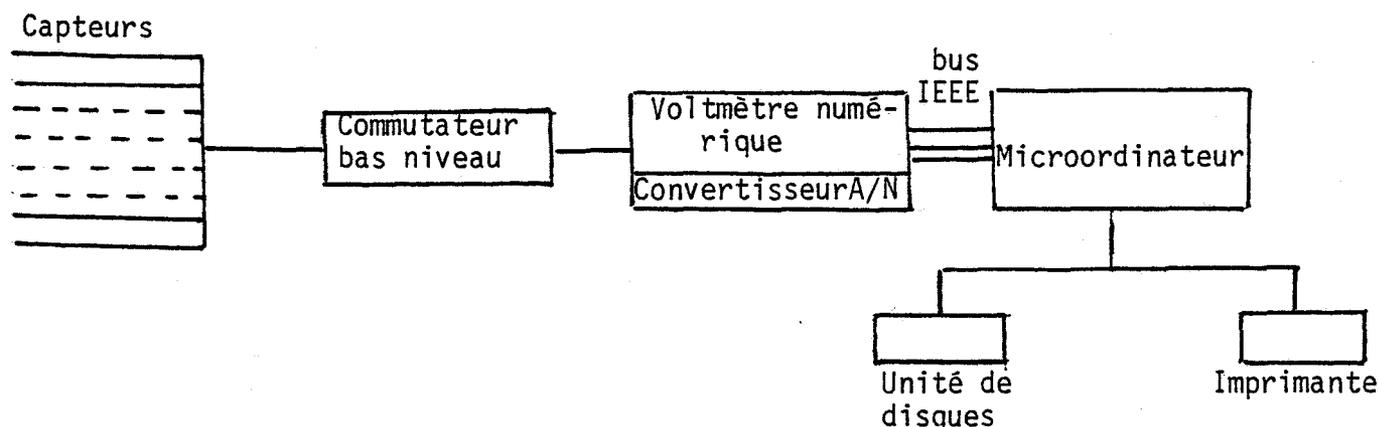
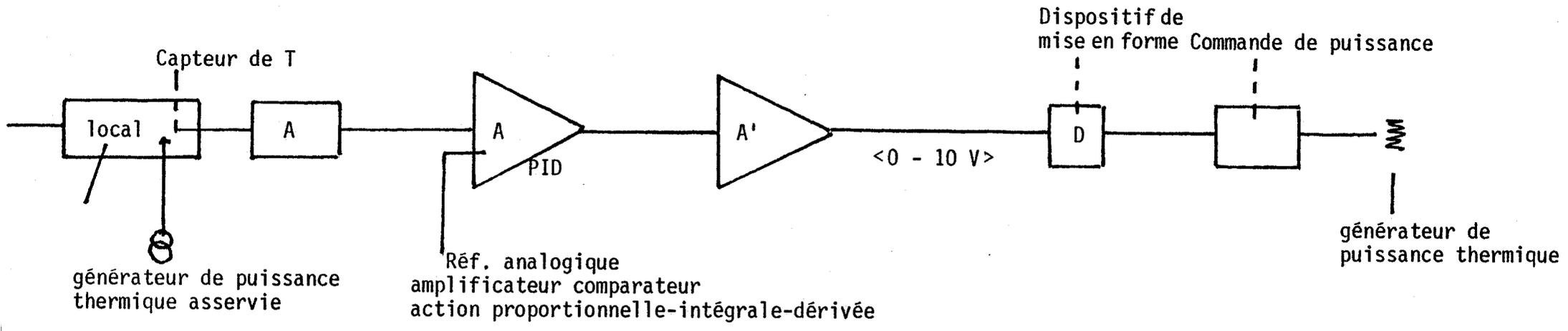
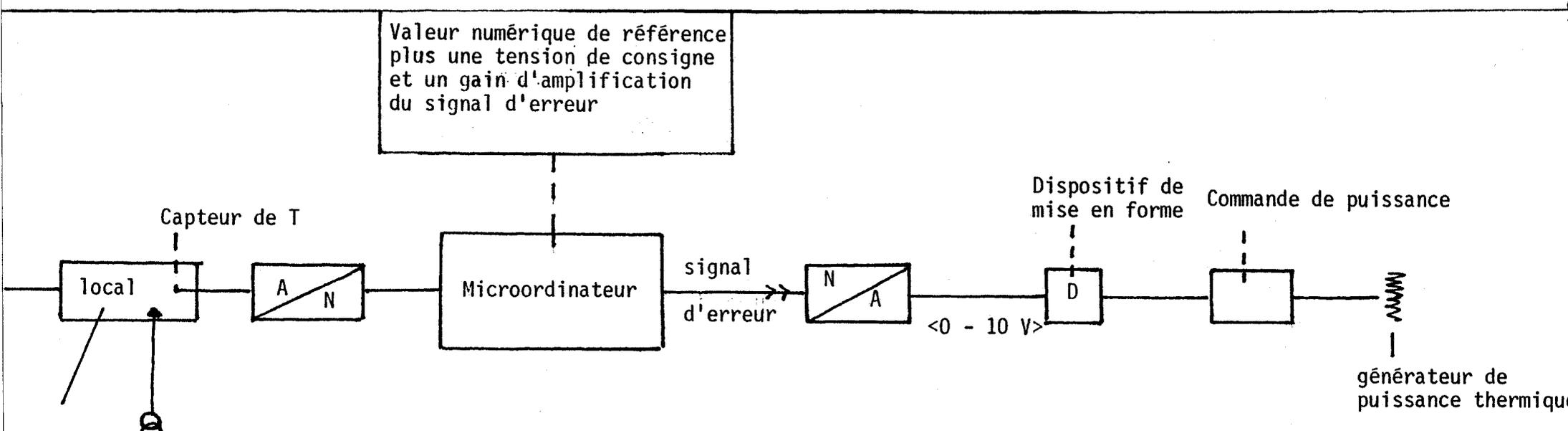


fig.4.8- Chaîne automatique de mesures

(*) M. BOUCHIQUET -Laboratoire de mesures automatiques- CRESMAT.



1 - ASSERVISSEMENT ANALOGIQUE



2 - ASSERVISSEMENT NUMERIQUE

Figure 4-9.: Chaîne de contrôle de puissance

IV.2.4-Chaîne de contrôle de puissance

IV.2.4.1-Description

Nous avons utilisé deux versions de cette chaîne:

- 1) une version analogique (asservissement analogique)
- 2) une version numérique (asservissement numérique)

Le schéma de principe de chacune des versions est présenté figure 4.9.

* première méthode: asservissement analogique.

A un instant donné, l'information température d'air ou tension équivalente est comparée à une température de référence (ou tension équivalente).

Un amplificateur "Proportionel-Intégral-Dérivé" (P.I.D) convenablement réglé associé à un amplificateur A' permet d'obtenir un signal normalisé (0-10V) de commande -signal transformé par un dispositif de mise en forme en un train d'impulsions servant à asservir le générateur de puissance thermique.

Les résultats obtenus par ce dispositif ont été insuffisants pour les structures lourdes et les taux d'extraction élevés.

Chaque expérimentation suppose un changement de tension de référence, de gain de l'amplificateur.

Cette version ne permet pas de faire ces modifications facilement et de régler la partie intégrale de l'amplificateur.

Nous avons remplacé ce dispositif par l'ensemble numérique.

* deuxième méthode: asservissement numérique.

Cet ensemble comprend un capteur de température, une transformation analogique numérique et une comparaison de signaux numériques à partir d'un logiciel adapté donnant un signal de référence et un traitement d'information. Ce logiciel fournit par ailleurs un gain d'amplification convenable et une valeur de tension de consigne adaptée (les valeurs de tension de repos et de gain sont ajustées pour donner les meilleurs réponses expérimentales).

Les modifications (logiciel interactif) ne présentent aucune difficulté.

Le signal numérique d'erreur obtenu est transformé en signal analogique (0-10V), puis en train d'impulsions: ce qui commande le générateur de puissance thermique.

IV.2.4.2- Remarques

Une régulation théorique satisfaisante est obtenue avec un gain de chaîne important, compte tenu de l'inertie de la chaîne de mesure, des parois du local, des capteurs et du volume d'extraction d'air.

Rappelons qu'un gain trop important se traduit par des instabilités. Il est difficile de maîtriser les locaux thermiques ayant des constantes de temps apparentes de plusieurs heures ou de plusieurs jours.

Nos résultats sont satisfaisants pour les extractions d'air faible et moyenne et insuffisants pour les locaux à forte inertie et à forte extraction d'air.

Notre étude d'asservissement a été simplement une étude expérimentale

Nous n'avons pas effectué l'étude théorique quant au dispositif de régulation.

C O N C L U S I O N

---:---:---:---:---:---:---:---:---:---:---

Nous présentons dans cette conclusion générale les aspects nouveaux apportés par notre travail.

Un nouveau coefficient de consommation énergétique des locaux aveugles, pour les régimes transitoires, appelé "G dynamique" a été défini ; les pertes énergétiques dépendent fortement de la configuration des parois, de la nature de la source de chauffage et évidemment du volume d'extraction d'air.

La supériorité absolue en régime transitoire, de l'isolation par l'intérieur et des sources majoritairement radiatives a été mise en évidence, ainsi que la très grande importance des faux plafonds.

Nos travaux montrent que l'étude thermique des bureaux et des locaux occupés de façon temporaire doit être traitée au point de vue de l'isolation de façon différente des locaux d'habitation.

Un nouveau produit, "un fluxmètre de type mosaïque conçu à partir de petits fluxmètres (brevet ANVAR-P. THERY)" a été réalisé et à notre connaissance, nous sommes les premiers en France à avoir pu de façon systématique, séparer les contributions radiatives et convectives des flux thermiques dans l'habitat.

Cette analyse, qui n'a pu être que partielle, montre des effets qui sont en opposition forte avec les valeurs moyennes du D.T.U. (Document Technique Unifié) admis pour le régime permanent.

Toutes les notions de coefficient d'échange et de couplage entre les flux convectifs et les bilans radiatifs doivent être repris sur des bases nouvelles pour l'étude des régimes transitoires.

Nous avons constaté par contre que pour les régimes de conduction dans les parois et pour les gradients de température (surface de paroi-puits), l'association de quadripôles caractérisant chacun des composants des parois multicouches est vérifiée.

Enfin, a été tentée une modélisation semi-empirique afin de retrouver de façon théorique les résultats expérimentaux observés. Les schémas simples ne sont pas directement utilisables. Nos meilleurs résultats sont obtenus en admettant que pour les parois légères, le bilan radiatif est nul et le transfert thermique de nature uniquement convective.

.../...

.../...

Bien que le modèle réalisé ne soit compatible avec les résultats expérimentaux qu'à 10 ou 20 % près, à notre avis, cette modélisation simplifiée reste supérieure pour le régime transitoire à celles réalisées dans d'autres laboratoires.

Ces résultats n'ont pu être obtenus qu'à partir de relevés des grandeurs suivantes : flux totaux, flux radiatifs, flux convectifs et températures, lors de l'établissement d'un gradient de température constant entre l'air ambiant, à l'intérieur des locaux et l'environnement extérieur.

Nous donnons, pour terminer, la description de la réalisation expérimentale.

