



ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

Laboratoire d'Energétique Appliquée

N° d'ordre : 49

THESE

Présentée par

Djibril DIAW

en vue de l'obtention du

Grade de Docteur de Troisième Cycle

Spécialité : PHYSIQUE

**REALISATION D'UN PROGRAMME DE SIMULATION DU
COMPORTEMENT THERMIQUE D'UN BATIMENT A USAGE
D'HABITATION.**

Soutenue publiquement le 30 Juillet 2005 devant la commission d'examen composée de :

Président :	El Hadji Abib NGOM	ESP/UCAD
Membres :	El Hadji Mamadou SISSOKO	DG SIG
	Grégoire SISSOKO	FST/UCAD
	Papa Alioune NDIAYE	CIFRES/ESP/UCAD
	Salif GAYE	LEA/ESP/UCAD
	Mamadou ADJ	LEA/ESP/UCAD
Directeur de thèse:	Dorothé AZILINON	LEA/ESP/UCAD

A la mémoire de mon père Aliou Diaw
rappelé à Dieu le 15 Mai 1994

A la mémoire de ma maman Bassine Diop
rappelée à Dieu le 13 Juin 1992

Que le bon Dieu vous accueille dans son Paradis.

SOMMAIRE

Avant-propos.....	1
Liste des figures.....	3
Liste des tableaux.....	5
Nomenclature.....	6
INTRODUCTION.....	8
CHAPITRE 1 : GENERALITES.....	12
I/ Etude bibliographiques.....	12
I-1/ Méthodes numériques.....	12
I-1-1/ Les méthodes directes.....	12
I-1-1/ Les méthodes indirectes.....	14
I-2/ Méthodes électriques.....	15
I-3/ Méthode hydrodynamique.....	17
I-4/ Méthode de régimes établi des températures.....	19
I-4-1/ Régime établi.....	19
I-4-2/ Régime périodique établi.....	20
I-5/ Méthodes simplifiées basées sur des corrélations.....	20
I-6/ Méthodes des admittances complexes.....	20
I-7/ Choix de la méthode.....	22
Conclusion.....	23
CHAPITRE 2 : SOLLICITATIONS DU BATIMENT	25
2-1/ Rayonnement de la voûte céleste.....	25
2-2 / Rayonnement des objets environnants.....	26
2-3 / Rayonnement solaire.....	27
2-3-1/ Transmission du rayonnement solaire à travers l'atmosphère.....	27
2-3-2/ Modèle simplifié du rayonnement direct.....	28
2-3-3/ Rayonnement diffus.....	32
2-3-4/ Rayonnement solaire global.....	34
2-4/ Température de l'air extérieur.....	39
2-5/ Rayonnement à travers les vitrages.....	40
2-5-1/ Rayonnement direct.....	40
2-5-2/ Rayonnement diffus.....	43

Conclusion.....	44
CHAPITRE 3 : EFFETS DE MASQUES	46
3-1/ Masques proches.....	46
3-1-1/ Retrait de vitrage.....	46
3-1-2/ Les casquettes.....	49
3-1-3/ Les flancs.....	51
3-2/ Calcul du flux solaire.....	52
Conclusion.....	52
CHAPITRE 4 : Transferts thermiques dans le bâtiment.....	54
4-1/ Transfert de chaleur par conduction.....	54
4-1-1/Généralités sur la conduction thermique	54
4-1-2/ Equation de la chaleur.....	55
4-1-3/ Conditions aux limites des parois.....	56
4-2/ Transferts convectifs.....	58
4-2-1/ Convection naturelle.....	58
4-2-2/ Convection forcée.....	58
4-3/ Transferts radiatifs.....	62
4-3-1/ Rayonnement sur les parois opaques extérieures.....	64
4-3-2/ Rayonnement sur les parois opaques intérieures.....	65
-Méthodes des radiosités.....	65
4-3-3/ Bilan des échanges de chaleur au niveau des surfaces.....	68
4-4/ Transfert de chaleur à travers les ponts thermiques.....	69
4-5/ Transfert à travers le plancher bas.....	71
4-6/ Transfert à travers les vitrages.....	72
4-7/ Transfert dû aux infiltrations.....	73
4-8/ Apports internes de chaleur.....	74
4-8-1/ Les occupants.....	74
4-8-2/ Appareillage électrique.....	74
Conclusion.....	77
CHAPITRE 5 : ANALOGIE THERMIQUE ELECTRICITE	77
5-1/ Modèle d'une paroi extérieure.....	79
5-2/ Modèle d'une paroi de séparation.....	81
5-3/ Modèle d'une paroi intérieure.....	81

5-4/ Modèle électrique du plancher bas.....	82
5-5/ Modèle électrique des vitres.....	83
5-6/ Modèle analogique du renouvellement d'air.....	84
5-7/ Modèle analogique de l'air intérieur d'une zone thermique.....	85
5-8/ Modèle du bâtiment monozone.....	86
5-8/ Modèle analogique du bâtiment multi zone.....	92
Conclusion.....	93
CHAPITRE 6 : SIMULATION ET VALIDATION	95
6-1/ Simulation du comportement thermique d'une cellule.....	95
6-2/ Validation du modèle.....	108
6-2-1/ Description de la cellule test.....	109
6-2-2/ Appareils de mesure.....	111
A/ Mesure de la vitesse du vent.....	111
B/ Mesure du rayonnement solaire.....	112
C/ Mesure des températures de surface des parois.....	112
D/ Mesure des températures intérieures et extérieures.....	113
6-3/ Simulation du comportement thermique d'un bâtiment multizone.....	116
6-3-1/ Cas d'un bâtiment de deux zones thermiques.....	116
6-3-1/ Cas d'un bâtiment de trois zones thermiques.....	121
CONCLUSION GENERALE.....	127
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	128

Avant-propos

Nous exprimons nos vives reconnaissances à tous ceux dont les encouragements et conseils ont contribué à fouetter ma détermination et ma volonté afin que je puisse parachever ce travail.

Ainsi c'est avec exaltation que j'adresse mes profonds remerciements à :

-**Mamadou ADJ**, l'éminent professeur doublé d'un sage, Directeur du Laboratoire d'énergétique Appliquée qui m'a mis dans d'excellentes conditions de travail et qui n'a cessé de me soutenir. Recevez l'expression de ma considération distinguée.

-Mon encadreur **Dorothé AZILINON**, pour la confiance que vous m'avez toujours accordé. pour la patience que vous avez eu envers moi. Je vous remercie infiniment pour le soutien inlassable et sachez que ce n'est qu'une goutte dans l'océan de mon infini reconnaissance.

-**Vincent SAMBOU**, à qui je ne peux résister à l'envie d'exprimer toute ma gratitude.

Votre rigueur dans le travail, votre disponibilité, votre gentillesse nous a beaucoup inspiré.

-**Lamine THIAW**, à qui je suis infiniment reconnaissant. C'est un grand honneur pour moi d'avoir bien voulu me former en programmation. Je tiens à saluer toute ta disponibilité à mon égard.

-Une profonde gratitude à l'égard de toute ma famille, en particulier ma sœur **Rokhaya FALL**, mon frère aîné **Boubacar DIAW**, mon frère **Badara FALL**, ma tante **Boussoura FALL**, mon cousin et ami **Pape Mbagnick DIOP**, mes cousines **Ndèye Nguénare DIOP** et **Seynabou DIOP**, pour leur soutien sans relâche depuis mes premiers jours sur les bancs jusqu'à maintenant. Du fond de mon cœur je vous dis merci pour tout.

- Il me plairait de magnifier la relation d'amitié qui me lie à mes amis de tous les jours qui n'ont ménagé aucun effort pour rendre mon séjour à Dakar agréable. Il s'agit de : **Abdoulaye GUEYE**, **Dial DIOP**, **Souleymane NDAO**, **Mamadou TOUNKARA**, **François KABOU** et sa femme **Touti NDIAYE**, **Ndiol NDAO**, **Mamadou BARRO** et sa femme **Fatma CAMARA**

Liste des figures

Numéro	Titre	Page
1-1	Maillage d'une paroi homogène	
1-2	Nœuds d'un mur réel	
1-3	Schéma analogique équivalent d'un mur	
1-4	Modèle hydrodynamique d'un mur	
1-5	Description d'une paroi	
2-1	Nuages Cirrus	
2-2	Nuages Altocumulus	
2-3	Nuages Cirrostratus	
2-4	Nuages Stratocumulus	
2-5	Altostratus épais	
2-6	Stratus et Stratocumulus	
2-7	Nimbo Cumulus	
2-8	Ensoleillement global sur une paroi opaque	
2-9	Ensoleillement global au sol, mesuré et simulé	
2-10	Ensoleillement global au sol, mesuré et simulé	
2-11	Ensoleillement global sur une paroi verticale Est	
2-12	Ensoleillement global sur une paroi verticale Ouest	
2-13	Ensoleillement global sur une paroi verticale Nord	
2-14	Ensoleillement global sur une paroi verticale Sud	
2-15	Température extérieure simulée et mesurée	
3-1	Ombre portée due au retrait du vitrage	
3-2	Ombre portée sur une vitre par un auvent	
3-3	Vue de face et vue de profile d'une casquette	
3-4	Schéma de l'ombre portée par une casquette	
3-5	Effets du débord sur les rayons solaires en été	
3-6	Réchauffement d'un local pour le confort d'hivers	
3-7	Coupe horizontale de flancs	
4-1	Mur hétérogène	
4-2	Rayonnement entre parois	
4-3	Echanges radiatifs entre un corps noir et les parois du local	
4-4	Liaison bâtiment sol	
4-5	Liaison avec un mur semi enterré	
4-6	Liaison avec un mur de séparation	
5-1	Modèle analogique 1R2C d'une paroi opaque	
5-2	Paroi opaque à trois couches	
5-3	Modèle analogique d'une paroi opaque extérieure	
5-4	Modèle analogique d'une paroi opaque de séparation	
5-5	Modèle analogique d'une paroi opaque intérieure	
5-6	Modèle analogique du plancher bas	
5-7	Modèle analogique d'une vitre	
5-8	Modèle analogique du renouvellement d'air	
5-9	Modèle analogique de l'air intérieur	
5-10	Modèle analogique d'un bâtiment monozone	
5-11	Modèle analogique d'un bâtiment multizone	
5-12	Modélisation des couplages thermiques entre deux zones	

Liste des Tableaux

Numéro	Titre	Page
1-1	Correspondance entre les grandeurs thermiques et électriques	
2-1	Albédo des différentes surfaces	
4-1	Caractéristiques thermophysiques de quelques matériaux courants	
4-2	Valeurs des paramètres A, B et C pour le coefficient de transfert convectif extérieur	
4-3	Valeurs des paramètres A, B et C pour le coefficient de transfert convectif intérieur	
4-4	Valeurs des coefficients d'absorption de quelques matériaux courants	
4-5	Charge interne en fonction de l'activité des occupants	

Nomenclature

Symboles latins	Désignation	Unité
a	Diffusivité thermique	$m^2 s^{-1}$
C	Capacité thermique	$J K^{-1}$
C_m	Chaleur massique	$J kg^{-1} K^{-1}$
h_{cve}	Coefficient de transfert par convection extérieure	$W m^{-2} K^{-1}$
h_{cvi}	Coefficient de transfert par convection intérieure	$W m^{-2} K^{-1}$
h_{rm}	Coefficient de transfert radiatif	$W m^{-2} K^{-1}$
K	Conductance thermique	$W K^{-1}$
L	Longueur	m
N_c	Nombre de couches dans une paroi	
R	Résistance thermique	$K W^{-1}$
S	Surface	m^2
T	Température	K
T_{ext}	Température de l'air extérieur	K
T_{int}	Température de l'air intérieur	K
T_{se}	Température surface extérieure paroi	K
T_{si}	Température surface intérieure paroi	K
T_{rm}	Température radiante moyenne	K

Symboles Grecs	Désignation	Unité
Δt	Pas de temps	s
Δx	Pas d'espace	m
ε	Emissivité paroi	
Φ	Flux thermique	W/m^2
λ	Conductivité thermique	$W m^{-1} K^{-1}$
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
σ	Constante de Stephan Boltzmann	$W m^{-2} K^{-4}$

Introduction générale

L'habitat social en milieu tropical connaît un problème majeur de confort thermique. Les modèles de bâtiments utilisés ne donnent pas le confort thermique désiré. Pour assurer ce confort, des études ont été entamées par le Laboratoire d'Energétique Appliquée sur les caractéristiques thermo physiques des matériaux locaux qui peuvent être utilisés dans la construction des bâtiments. Le type de bâtiment cherché est le bâtiment qui est thermiquement, mécaniquement et acoustiquement performant. La performance thermique est liée au fait que les écarts importants de températures extérieures n'affectent pas de manière considérable la température intérieure des bâtiments. L'enveloppe du bâtiment doit être un bon isolant thermique pour assurer cette stabilité thermique. La performance thermique du bâtiment est liée à sa solidité, à la bonne résistance thermique de l'enveloppe du bâtiment tandis que la performance acoustique est liée à l'habilité de l'enveloppe du bâtiment à ne pas transmettre les ondes sonores dans le bâtiment. L'idéal est de trouver un compromis pour ces trois importants facteurs. Pour mener à bien ces travaux entamés, le laboratoire d'énergétique appliqué se s'est proposé de développer un logiciel de calcul des conditions d'ambiance, à savoir la température, l'humidité et le confort thermique. Des logiciels de ce genre existent mais ils nous viennent sous forme de boîte noire ; c'est dire que nous ne connaissons pas les codes de calcul et leur indices de confort. Ce logiciel doit être non seulement précis avec un temps de calcul court mais doit être basé sur des indices de confort plus adaptés au milieu tropical. Le développement de ce logiciel est l'objet d'un travail d'équipe dont notre part consiste à réaliser un programme qui nous permet de simuler le comportement thermique d'un bâtiment à usage d'habitation. Plusieurs approches ont été utilisées pour la conception de ces logiciels. On peut citer les méthodes numériques avec des méthodes de résolution itérative, les méthodes électriques, la méthode hydraulique et la méthode modale. Les logiciels diffèrent de par leur temps de calcul. Pour des logiciels du même ordre de précision, le meilleur est celui dont le temps de calcul est plus court.

Nous allons de prime abord étudier les différentes méthodes et choisir la méthode la plus appropriée, c'est-à-dire celle qui nous donne des résultats précis en un temps de calcul court.

CHAPITRE 1

GENERALITES

I- Etude bibliographique

Dans cette partie nous allons de prime abord essayer de présenter les principales méthodes de calcul utilisées en thermique. Nous allons ensuite faire un choix de méthode et donner les raisons qui ont guidé notre choix.

I-1/ Méthodes numériques

La solution des problèmes thermiques passe par une représentation mathématique des phénomènes mis en jeu. Ces phénomènes sont souvent multiples et complexes. Pour les représenter, on est amené à négliger certains phénomènes et à simplifier d'autres. Même avec ces simplifications, les équations obtenues sont souvent insolubles par les méthodes algébriques classiques. Il est nécessaire d'avoir recours à des méthodes numériques. Les différentes méthodes numériques sont basées sur la manière dont les transferts de chaleur par conduction à travers les parois ont été traités. On distingue deux principales méthodes :

I-1-1/ Les méthodes directes

Les méthodes directes, qui sont basées sur des techniques numériques (différences finies, éléments finis, etc.), permettant par l'intermédiaire d'une discrétisation spatio-temporelle la résolution des équations. En exemple, nous donnons la discrétisation spatio-temporelle de l'équation de la chaleur dans un mur. Pour cela nous procédons au maillage du mur dans un premier temps.

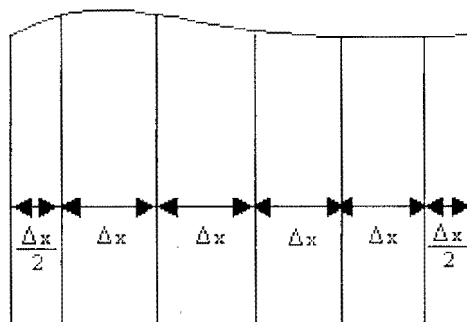


Figure-I-1 Maillage d'une paroi homogène

On considère que la paroi est constituée d'un matériau homogène et que la température dans chacun de ces domaines ($S.\Delta x$) est constante. Le même principe peut être appliqué aux parois multicouches.

Pour déterminer les valeurs des températures discrètes on doit discrétiser l'équation de propagation de la chaleur :

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} \quad (1-1)$$

En utilisant le développement en série de Taylor, on obtient par la méthode des différences finies l'égalité suivante :

$$\frac{T_i^{k+1} - T_i^k}{\Delta t} = a \cdot \frac{T_{i-1}^k - 2T_i^k + T_{i+1}^k}{\Delta x^2} + o(\Delta t, \Delta x^2) \quad (1-2)$$

qui représente le schéma explicite ; schéma dans lequel les températures futures des nœuds sont exprimées en fonction des températures actuelles des nœuds.

On obtient par la même méthode des différences finies l'égalité :

$$\frac{T_i^{k+1} - T_i^k}{\Delta t} = a \cdot \frac{T_{i-1}^{k+1} - 2T_i^{k+1} + T_{i+1}^{k+1}}{\Delta x^2} + o(\Delta t, \Delta x^2) \quad (1-3)$$

qui représente le schéma implicite ; schéma dans lequel les températures actuelles des nœuds sont exprimées en fonction des températures futures des nœuds.

En considérant le nombre de Fourier M et en introduisant θ le degré d'implicité, on peut écrire l'équation générale discrétisée :

$$T_i^{k+1} - T_i^k = \theta M (T_{i+1}^k - 2T_i^k + T_{i-1}^k) + (1 - \theta) M (T_{i+1}^{k+1} - 2T_i^{k+1} + T_{i-1}^{k+1}) \quad (1-4)$$

θ est compris entre 0 et 1.

Pour $\theta=1$ on a le schéma explicite qui est stable si $M < 0.5$.

Pour $\theta=0.5$ on a le schéma mixte ou schéma de Crank Nicholson qui est stable si $M<1$.

Pour $\theta=0$ on a un schéma implicite qui est inconditionnellement stable.

Dans le cas réel d'un mur qui est constitué de parpaing recouvert des deux cotés par une couche d'enduit de ciment nous pouvons placer deux nœuds dans chaque couche d'enduit de ciment et trois nœuds dans le parpaing ce qui fait sept nœuds par paroi.

L'application de cette dernière équation aux différents nœuds du mur nous donne sept équations pour une seule paroi. Par conséquent pour un local donné les six parois vont donner 42 équations et en tenant compte du bilan d'enthalpie de l'air intérieur du local on obtient 43 équations à résoudre.

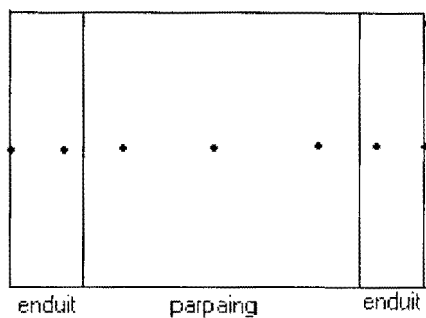


Figure-I-2 Nœuds d'un mur réel

Un inconvénient que cette méthode présente est que le nombre d'équations à résoudre est élevé. Pour un bâtiment à plusieurs zones thermiques le système obtenu sera très lourd à résoudre par un logiciel ce qui va augmenter le temps de calcul.

I-1-2/ Les méthodes indirectes

-Les méthodes indirectes, qui sont encore appelées méthodes convolutives, utilisent le principe de superposition et le théorème de Duhamel appliqué au système thermique que constitue la paroi. Le système est considéré comme invariant et linéaire. Ces hypothèses sont vérifiées si on suppose que les caractéristiques thermophysiques sont indépendantes de la température dans le domaine de variation qui concerne la thermique du bâtiment.

I-2/ Méthodes électriques

L'analogie thermique électrique a vu son utilisation se développer grâce à la vulgarisation de l'emploi des logiciels d'analyse de réseaux électriques. Cette méthode tient dans la correspondance entre les grandeurs thermiques et électriques que nous présentons dans le tableau I-1 [1].

Tableau I-1 : Correspondance entre grandeurs thermiques et électriques

Grandeurs thermiques	Grandeurs électriques
Température	Potentiel
Flux de chaleur	Courant
Résistance thermique	Résistance électrique
Capacité thermique	Capacité électrique

La résistance du mur à la propagation de la chaleur qui est appelée résistance thermique correspond en électricité à la résistance à la circulation des charges électriques dans un réseau électrique. La capacité de rétention de l'énergie thermique par le mur correspond en électricité à la capacité électrique. Le mur est équivalent en électricité à un circuit RC en cascade [1].

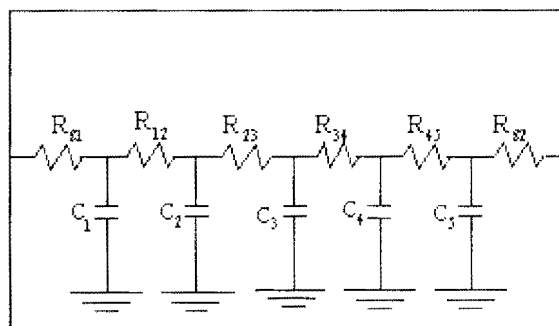


Figure I-3 : Schéma analogique équivalent de la figure I-1

L'écriture à un nœud donné et à l'instant t de la loi de Kirchhoff donne une équation similaire à celle obtenue en méthodes numériques :

$$\frac{T_{i-1}^n - T_i^n}{R_{i-1,j}} + \frac{T_{i+1}^n - T_i^n}{R_{i,i+1}} = C_i \frac{dT_i^n}{dt} \quad (1-5)$$

avec $R_{i,i+1}$ = résistance thermique entre les nœuds i et $i+1$

$K_{i,i+1} = \frac{1}{R_{i,i+1}}$ est la conduction thermique entre les nœuds i et $i+1$

T_i^n est la température du nœud i à l'instant $t=n\Delta t$ où Δt est le pas de discrétisation temporel.

C_i est la capacité du condensateur du nœud i

$R_{i,j}$ représente la résistance électrique entre les nœuds i et j

C_i et $R_{i,j}$ sont données par :

$$C_i = \rho \Delta x C_m \quad (1-6)$$

$$\text{et } R_{1,2} = R_{2,3} = R_{3,4} = R_{4,5} = R_{5,6} = \frac{\Delta x}{\lambda}$$

$$R_{S1,1} = R_{6,S2} = \frac{R}{2} = \frac{\Delta x}{2\lambda} \quad (1-7)$$

C_m est la chaleur massique du matériau en J/kg K

ρ est la masse volumique du matériau en kg/m^3

λ représente la conductivité thermique du matériau en W/mK.

Δx est le pas de discrétisation spatiale en m

En appliquant la loi de Kirchhoff au nœud i à l'instant t on a :

$$C_i \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)_i^n = K_{i-1,i} (T_{i-1}^n - T_i^n) + K_{i+1,i} (T_{i+1}^n - T_i^n) \quad (1-8)$$

pour un pas de temps constant on obtient :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i^n = \frac{1}{RC} (T_{i-1}^n - 2T_i^n + T_{i+1}^n) \quad (I-9)$$

Un avantage particulier de cette méthode est que l'on peut à travers les transformations de Kennely (transformation étoile triangle) réduire le réseau électrique en un circuit simple ne comportant que deux nœuds. De ce fait en appliquant la loi de Kirchhoff aux deux nœuds on aura seulement deux équations par paroi ce qui permet d'alléger le système d'équations à résoudre et éventuellement réduire le temps de calcul du logiciel.

I-3/ Méthode hydrodynamique

L'analogie analytique des équations qui régissent la transmission de la chaleur et l'écoulement hydraulique permet d'établir des modèles fort précieux pour l'étude des phénomènes thermiques souvent peu accessibles à l'expérimentation directe [4].

Principe de la méthode

Après le maillage d'une paroi les différentes tranches sont représentées par des tubes verticaux reliés par des capillaires. Les sollicitations étant représentées par une alimentation d'eau, à un instant donné les niveaux d'eau Y_{n-1} , Y_n , Y_{n+1} dans les tubes correspondent aux températures des tranches de notre paroi [2].

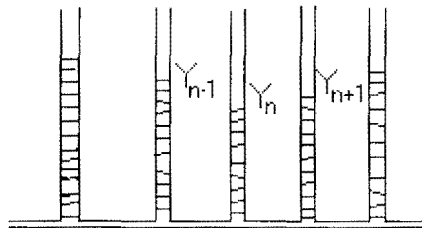


Figure I-4 Modèle hydrodynamique d'un mur

L'application de la loi de Poiseuille nous permet de calculer le volume d'eau qui s'écoule dans chacun des capillaires pendant l'intervalle de temps Δt .

Nous aurons dans la tranche entre Y_{n-1} et Y_n :

$$\Delta Q_1 = \frac{\pi r^4}{8L\mu} \rho' g (Y_{n-1} - Y_n) \Delta t \quad (I-10)$$

Où L est la longueur du capillaire de rayon r,

μ et ρ sont respectivement la viscosité absolue et la masse spécifique de l'eau à la température de l'essai.

De même dans la tranche entre Y_n et Y_{n+1} nous avons :

$$\Delta Q_2 = \frac{\pi r^4}{8L\mu} \rho' g (Y_n - Y_{n+1}) \Delta t \quad (I-11)$$

La différence entre ces deux valeurs, soit :

$$\Delta Q_1 - \Delta Q_2 = \frac{2\pi r^4}{8L\mu} \rho' g \left(\frac{Y_{n+1} + Y_{n-1}}{2} - Y_n \right) \Delta t \quad (I-12)$$

représente le volume d'eau qui est resté stockée dans le tube vertical intermédiaire où il a fait monter le niveau de la quantité $(\Delta Y_n)_{\Delta t}$. Si S est la section de ce tube, nous pouvons écrire :

$$\Delta Q_1 - \Delta Q_2 = S(\Delta Y_n)_{\Delta t} = \frac{2\pi r^4}{8L\mu} \rho' g \left(\frac{Y_{n+1} + Y_{n-1}}{2} - Y_n \right) \Delta t \quad (I-13)$$

Pour des capillaires de rayon r donné et pour une alimentation effectuée à température constante, on peut poser :

$$\frac{\pi r^4 \rho' g}{8\mu} = D = \text{constante}$$

et la relation donnant la variation de niveau $(\Delta Y_n)_{\Delta t}$ prend la forme suivante :

$$(\Delta Y_n)_{\Delta t} = \frac{2D}{LS} \left(\frac{Y_{n+1} + Y_{n-1}}{2} - Y_n \right) \Delta t \quad (I-14)$$

Ainsi les expressions :

$$(\Delta \tau_n)_{\Delta t} = \frac{2}{\lambda C_m \rho \Delta x^2} \left(\frac{\tau_{n+1} + \tau_{n-1}}{2} - \tau_n \right) \Delta t \quad (I-15)$$

$$(\Delta Y_n)_{\Delta t} = \frac{2D}{LS} \left(\frac{Y_{n+1} + Y_{n-1}}{2} - Y_n \right) \Delta t \quad (I-16)$$

relatives aux phénomènes thermiques et hydrauliques s'identifient à un coefficient près lorsque la condition :

$$\frac{2}{\lambda C_m \rho \Delta x^2} = \frac{2D}{LS} \frac{\Delta t'}{\Delta t} \quad (I-17)$$

est remplie.

Un inconvénient majeur de cette analogie hydraulique est que le régime permanent établi n'est pas tout à fait atteint.

I-4/ Méthodes de Régime Etabli des Températures

I-4-1/ Régime Etabli

Dans cette méthode, les températures intérieures et extérieures sont supposées stationnaires.

Cette méthode permet de dimensionner une installation dans des conditions extrêmes, mais ne tient pas compte de l'inertie du bâtiment. De même elle ne permet pas d'opter pour une isolation intérieure ou extérieure en fonction du type d'occupation .

I-4-2/ Régime Périodique Etabli

Dans cette méthode, on suppose que les sollicitations extérieures sont variables dans le temps tandis que la température intérieure est constante. Elle permet de dimensionner les installations de chauffage ou de refroidissement dans des conditions moyennes extrêmes.

1-5/ Méthodes Simplifiées Basées sur des Corrélations

Elles sont basées sur l'exploitation d'outils de simulation plus précis. Les résultats des exploitations d'un ordinateur analogique ont permis la mise au point de la méthode Th.-Bdu CSTB(Centre Scientifique et Technique du Bâtiment),(citée par Gaye) [1]. De même l'exploitation d'un programme en différences finies est à l'origine de la méthode du LASL(Los Alamos Scientific Laboratory), (citée par Gaye) [1].

Ces méthodes donnent une bonne prédiction des bilans énergétiques annuels ou mensuels.

1-6/ Méthode des admittances complexes

La paroi composite étudiée est décrite sur la figure I-5. Elle est constituée par une couche compacte (C_2) de matériau de caractéristiques thermophysiques λ' , a' , b' et d'épaisseur e' susceptible d'occuper différentes places dans une couche ($C=C_1+C_3$) d'un autre matériau de caractéristiques λ , a , b et d'épaisseur e . La position de la couche (C_2) est repérée à l'aide du paramètre de position $\eta=X/e$

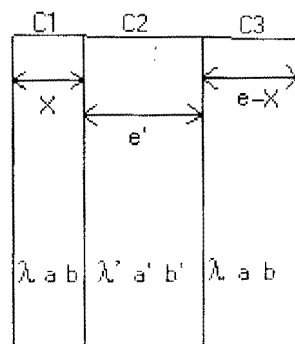


Figure-I-5 Description de la paroi

Nous considérons la température $T(x, t)$ et le flux $F(x, t)$ comme résultant de la superposition de deux composantes :

$$T(x,t)=\bar{\theta}(x)+\theta(x,t)$$

$$F(x,t)=\bar{\Phi}(x)+\Phi(x,t)$$

$\theta(x, t)$ et $\Phi(x, t)=s.\varphi(x, t)$ sont les solutions du problème variable associé au régime stationnaire de composantes $\bar{\theta}(x)$ et $\bar{\varphi}(x)$.

Nous adoptons la méthode du champ thermique unidirectionnel étant donné la configuration géométrique envisagée : couches planes ayant une épaisseur faible par rapport aux dimensions latérales.

La méthode employée est celle du calcul matriciel [5]. En effet pour la sollicitation thermique du type $A.\exp(\alpha.t)$ nous montrons [3] que la relation qui lie les composantes $\theta_E(t)$ et $\varphi_E(t)$ sur la face d'entrée à celle $\theta_S(t)$ et $\varphi_S(t)$ sur la face de sortie est linéaire. La fonction $A.\exp(\alpha.t)$ correspond à la fonction exponentielle ordinaire quand α est réel et à la fonction sinusoïdale quand α est imaginaire pur. Pour une couche homogène de caractéristiques thermophysiques λ, a, b et d'épaisseur e , nous avons avec ce type de sollicitation :

$$\begin{bmatrix} \theta_S(t) \\ \varphi_S(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Ch\sqrt{\frac{\alpha}{a}}e & \frac{-1}{b\sqrt{\alpha}}Sh\sqrt{\frac{\alpha}{a}}e \\ -b\sqrt{\alpha}Sh\sqrt{\frac{\alpha}{a}}e & Ch\sqrt{\frac{\alpha}{a}}e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_E(t) \\ \varphi_E(t) \end{bmatrix} \quad (I-18)$$

La matrice carrée intervenant dans la relation (I-18) est la matrice caractéristique d'une couche.

Pour effectuer l'étude de la sollicitation thermique sinusoïdale, nous avons utilisé les expressions complexes suivantes :

$$\tilde{\theta}(t)=|\theta|\exp\left(i\frac{2\pi}{p}t\right) \quad (I-19)$$

$$\tilde{\varphi}(t)=|\varphi|\exp\left[i\left(\frac{2\pi}{p}t+\varphi_0\right)\right] \quad (I-20)$$

de la température et de la densité de flux.

La matrice caractéristique $[M_j]$ relative à la $j^{\text{ème}}$ couche s'écrit alors :

$$[M_j] = \begin{bmatrix} Chz_j(1+i) & \frac{-\sqrt{p}}{b_j\sqrt{\pi}(1+i)} Shz_j(1+i) \\ \frac{-b_j\sqrt{\pi}(1+i)}{\sqrt{p}} Shz_j(1+i) & Chz_j(1+i) \end{bmatrix} \quad (1-21)$$

avec pour z_j les valeurs :

$$z_1 = \eta\sqrt{\pi} \sqrt{\frac{\tau}{p}} ; \quad z_2 = \sqrt{\pi} \sqrt{\frac{\tau'}{p}} ; \quad z_3 = (1-\eta)\sqrt{\pi} \sqrt{\frac{\tau}{p}}$$

Le produit $[M_3'] [M_2'] [M_1']$ des matrices des trois couches donne la matrice caractéristique de la paroi :

$$[M'] = \begin{bmatrix} M_{11}' & M_{12}' \\ M_{21}' & M_{22}' \end{bmatrix} \quad (1-22)$$

Les coefficients M_{kl}' de cette matrice sont des nombres complexes fonctions de la période p de la sollicitation, du paramètre de position η et du rapport des effusivités b'/b et des temps caractéristiques τ et τ' .

Cette méthode nous permet de calculer assez aisément les températures des surfaces intérieures et de l'air intérieur d'un local.

1-7/ Le Choix d'une Méthode

Nous comptons travailler sur les méthodes électriques car avec elles nous permettent en premier lieu d'utiliser les transformations étoile triangle de Kennely pour simplifier le réseau électrique équivalent du mur. Cette simplification du réseau électrique nous permet de réduire le nombre de nœuds par conséquent le nombre d'équations est réduit ; ce qui nous permettra d'alléger le système d'équations à résoudre et d'améliorer le temps de calcul.

D'autre part les sollicitations du bâtiment (rayonnement solaire et température extérieure) étant des fonctions périodiques du temps nous pourrions les décomposer en séries de Fourier et utiliser les notations complexes pour rendre les équations linéaires. Grâce à cette linéarisation nous pourrions résoudre le problème facilement.

CHAPITRE 2

SOLLICITATIONS DU BATIMENT

Le bâtiment se trouve dans un environnement où il interagit avec l'air extérieur, le ciel, les objets environnants et le soleil. Chacun de ces éléments cités a un effet sur le comportement thermique du bâtiment. Nous allons dans cette partie étudier les facteurs de ces éléments influençant la température intérieure d'un bâtiment.

2-1 Rayonnement de la Voûte Céleste

On considère que la voûte céleste se comporte comme un corps noir à la température du ciel T_C . La température du ciel T_C est estimée à partir de la relation [2]:

$$T_C = \varepsilon_C^{0.25} T_e \quad 2-1$$

Où T_e est la température de l'air extérieur et ε_C l'émissivité du ciel donnée par

$$\varepsilon_C = 1 - (1 - \varepsilon_C^0)(1 - 0.56n_{eb}) \quad 2-2$$

ε_C^0 est l'émissivité du ciel pour un temps clair et n_{eb} est la nébulosité du ciel en dixième

Pour le jour :

$$\varepsilon_C^0 = 0.770 + 0.0038T_{ros} \quad 2-3$$

Pour la nuit :

$$\varepsilon_C^0 = 0.752 + 0.0048T_{ros} \quad 2-4$$

La température de rosée (en Kelvin) est obtenue à partir de la relation suivante :

$$T_{ros} = \frac{5125.25}{\frac{5125.25}{T_a + 273} - \log(H_r)} \quad 2-5$$

H_r représente l'humidité relative de l'air en pourcentage.

Le facteur de forme $F_{C,i}$ entre la voûte céleste et la surface S_i est donné par :

$$F_{C,i} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \text{ où } \beta \text{ est l'inclinaison de la paroi par rapport à l'horizontale}$$

L'énergie rayonnée par la voûte céleste sur une paroi est donnée par :

$$\Phi_C = h_{rc} S_i (T_C - T_{Si}) \quad 2-6$$

Où h_{rc} est le coefficient d'échange par rayonnement.

$h_{rc} \cong 4 \cdot \sigma \cdot \alpha \cdot F_{ci} (T_m)^3$ où σ est le coefficient de Stefan -Boltzmann.

$$T_m = \frac{T_C + T_{Si}}{2}$$

2-2 Rayonnement des Objets Environnants

Les objets environnants comme les arbres les autres bâtiments rayonnent de l'énergie thermique. La partie de cette énergie interceptée par une paroi inclinée d'un angle β est donnée par :

$$\Phi_{re} = h_{re} \cdot S_i \cdot (T_e - T_{Si}) \quad \text{avec } h_{re} \cong 4 \cdot \alpha \cdot F_{S-en} \cdot T_e^3 \text{ et } F_{S-en} = \frac{1 - \cos(\theta)}{2}$$

T_e est la température de l'air extérieur.

2-3 Le rayonnement solaire

2-3-1 Transmission du rayonnement solaire à travers l'atmosphère

Les mécanismes physiques :

Pendant la traversée de l'atmosphère le rayonnement solaire est :

a) absorbé de manière sélective essentiellement par les gaz. Ce phénomène est particulièrement observé dans :

- le domaine de l'ultraviolet à cause de l'absence de l'ozone
- le domaine de l'infrarouge où existent de fortes bandes d'absorption H_2O , CO_2 , O_2 , $CO...$

Les poussières et aérosols sont aussi absorbants mais de manière moins sélective.

b) diffus : c'est l'effet le plus important de la partie visible du spectre solaire.

Deux cas sont à considérer suivant la longueur relative L et la longueur d'onde λ de la particule diffusante.

$L \ll \lambda$ qui correspond à la diffusion Rayleigh. Le coefficient d'extinction est proportionnel à λ^{-4} et la luminance diffusante varie avec l'angle θ entre la direction d'observation et la direction des rayons incidents comme $1 + \cos^2\theta$. La diffusion de la lumière solaire par les gaz est de ce type.

$L \geq \lambda$, le coefficient d'extinction est donné par des formules plus complexes et la diffusion a lieu essentiellement dans la direction du rayon incident. Schématiquement, on peut dire que plus la particule diffusante est large moins le coefficient d'extinction dépend de la longueur d'onde. On comprend ainsi pourquoi les nuages qui contiennent des gouttelettes en suspension ou des cristaux de glaces dont le rayon est de l'ordre du micron, apparaissent blancs. Le rayonnement solaire arrivant au sol comprend deux parties :

- Le rayonnement direct venant du soleil.
- Le rayonnement diffus par les molécules, la poussière, les aérosols.

2-3-2 Modèles simplifiés pour le rayonnement direct

Le rayonnement direct total s'obtient en intégrant I_λ sur toutes les longueurs d'onde.

$$I = \int_0^{\infty} I_\lambda d\lambda \quad 2-7$$

Ce calcul ne peut être fait que numériquement mais, comme I_λ est de la forme $a \exp(-bm)$, on peut être tenté de chercher des formules empiriques du type :

$$I = E_0 A \exp(-Bm) \quad 2-8$$

Ces propositions suivantes ont été données :

- Pour des conditions normales :

$$I = 1230 \exp\left[\frac{-1}{4.4 \sin(h+2)}\right] \quad 2-9$$

- Pour un ciel très pur :

$$I = 1210 \exp\left[\frac{-1}{6 \sin(h+1)}\right] \quad 2-10$$

- Pour une zone industrielle

$$I = 1260 \exp\left[\frac{-1}{2.3 \sin(h+3)}\right] \quad 2-11$$

D'autres propositions ont été faites, à savoir :

Sur un plan horizontal le flux direct reçu pour une journée de ciel clair est donné par :

$$F_{dir}(t) = \phi_0 \sin(h)(ek)^b \quad 2-12$$

ϕ_0 : Constante solaire

ek : Coefficient de transparence atmosphérique

Ce coefficient de transparence atmosphérique est lié à la hauteur solaire :

Pour un ciel clair : $ek = 0.2 \sin(h) + 0.61$ pour $\sin h \in [0.1 ; 0.8]$

Si le ciel est nuageux :

- Pour des nuages bas isolés : $ek = 0.3 \sin(h) + 0.38$ pour $\sin h \in [0.1 ; 0.8]$

- Pour le Cirrus :



Figure 2-1 : Nuages Cirrus

le coefficient de transparence atmosphérique est donné par :

$ek = 0.4 \sin(h) + 0.32$ pour $\sin h \in [0.1 ; 0.8]$

- Pour l'Alto cumulus :



Figure 2-2 : Nuages Alto cumulus

$ek = 0.5 \sin(h) + 0.23$ pour $\sin h \in [0.1 ; 0.8]$

Pour le Cirrostratus :



Figure 2-3 : Nuages Cirrostratus

$$ek = 0.4 \sin(h) + 0.19 \text{ pour } \sinh \in [0.1 ; 0.8]$$

Pour le Stratocumulus :



Figure 2-4 : Nuages Stratocumulus

$$ek = 0.3 \sin(h) + 0.16$$

Pour l'Altostratus épais



Figure 2-5 : Altostratus épais

$$ek = 0.1 \sin(h) + 0.15 \text{ pour } \sinh \in [0.1 ; 0.8]$$

Pour le Stratus et stratocumulus



Figure 2-6 : Stratus et stratocumulus

$$ek = 0.1 \sin(h) + 0.09$$

Pour le Nimbo cumulus



Figure 2-7 : Nimbo cumulus

$$ek = 0.15 \sin(h) + 0.02$$

Le rayonnement solaire est nul dans le cas du Nimbo cumulus à cause de la forte épaisseur des nuages.

b : Épaisseur relative de traversée de l'atmosphère qui dépend de la hauteur du soleil.

$$b = \left(- (6372 * C) + (40602384 * C^2 + 191385) \right) / 15 \quad 2-13$$

avec :

$$C = \sin(lat) * \sin(\delta) + \cos(lat) * \cos(\delta) * \cos(\omega) \quad 2-14$$

Du flux direct sur un plan horizontal $F_{dir}(t)$ on déduit le flux direct reçu par un plan perpendiculaire aux rayons solaire.

Ce flux est donnée par :

$$F_{dirn}(t) = F_{dir}(t) / \sin(h) \quad 2-15$$

Par conséquent pour une paroi d'inclinaison β quelconque, le flux direct reçu est :

$$F_{dirp}(t) = F_{dirn}(t) * \cos(i) \quad 2-16$$

i étant l'angle d'incidence du rayon solaire incident sur la paroi.

$$\cos(i) = \cos(h) * \sin(\beta) * \cos(Azrsol(t)) + \sin(h) * \cos(\beta) \quad 2-17$$

$Azrsol$ est l'azimut relatif du soleil par rapport à la paroi.

$$Azrsol(t) = azparoi - azsol(t) \quad 2-18$$

2-3-3 Le rayonnement diffus

Le rayonnement diffus peut se décomposer en deux parties :

- Le rayonnement diffus hémisphérique qui provient de l'ensemble de la voûte céleste :
- Le rayonnement diffus circumsolaire qui provient de la région autour du soleil où il se superpose au rayonnement diffus hémisphérique.

Le rayonnement diffus hémisphérique est anisotrope. Il ne dépend pas de l'azimut de la direction d'observation, mais il est très sensible à sa hauteur ; il est beaucoup plus intense à l'horizon qu'au zénith.

Le rayonnement émis par soleil est diffusé en partie par l'atmosphère et par le sol. La diffusion par l'atmosphère se fait par les molécules de l'atmosphère et par les nuages. Le rayonnement diffus total reçu par une paroi opaque est la somme des rayonnements diffus par l'atmosphère et par le sol. Le rayonnement diffus par le sol est le rayonnement solaire global réfléchi par le sol.

Le rayonnement solaire diffus est la partie du rayonnement solaire hors atmosphère qui nous parvient après diffusion par celle-ci. Une autre partie du rayonnement solaire diffus provient du sol (Effet d'albédo).

Le rayonnement diffus total est donné par la relation :

$$E_{df} = D_a \frac{1 + \cos(\beta)}{2} + aG \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad 2-19$$

Le premier terme de l'équation (2-19) est le rayonnement diffus par l'atmosphère et le second terme est le rayonnement global diffus par le sol. Le coefficient a représente l'albédo du sol. Il est donné par le tableau suivant.

Tableau II-1 : Albédo de différentes surfaces

Surface	Valeur moyenne de a en %
Sol nu, pierres	12
Sable	30
Terre labourée	20
Neige fraîche	80
Eau	7
Sol Calcaire	14
Herbe verte	26
Herbe sèche	20
Feuilles mortes	30
Béton	22
Goudron	13
Briques sombres	27
Briques claires et peintures claires	60

D_a est le rayonnement diffus par l'atmosphère reçu du sol. Il est obtenu à partir des relations suivantes :

Ce flux diffus est estimé par la formule empirique :

Si le ciel est pollué :

$$D_a = 167(\sinh)^{0.4} \quad 2-20$$

Si le ciel est moyen :

$$D_a = 1.25(\sinh)^{0.4} \quad 2-21$$

Si le ciel est très pur:

$$D_a = 94(\sinh)^{0.4} \quad 2-22$$

Pour un ciel dégagé on multiplie le flux diffus correspondant au ciel moyen par 3/4 tandis que pour un ciel couvert on le multiplie par 4/3. Ceci est dû au fait que la présence des nuages dans l'atmosphère crée des réflexions multiples. En présence de nuages dans l'atmosphère le rayonnement global réfléchi par le sol est diffusé à nouveau par ces nuages, ce que entraîne du diffus supplémentaire sur la paroi.

2-3-4 Rayonnement solaire global

Il est égal à la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus, soit :

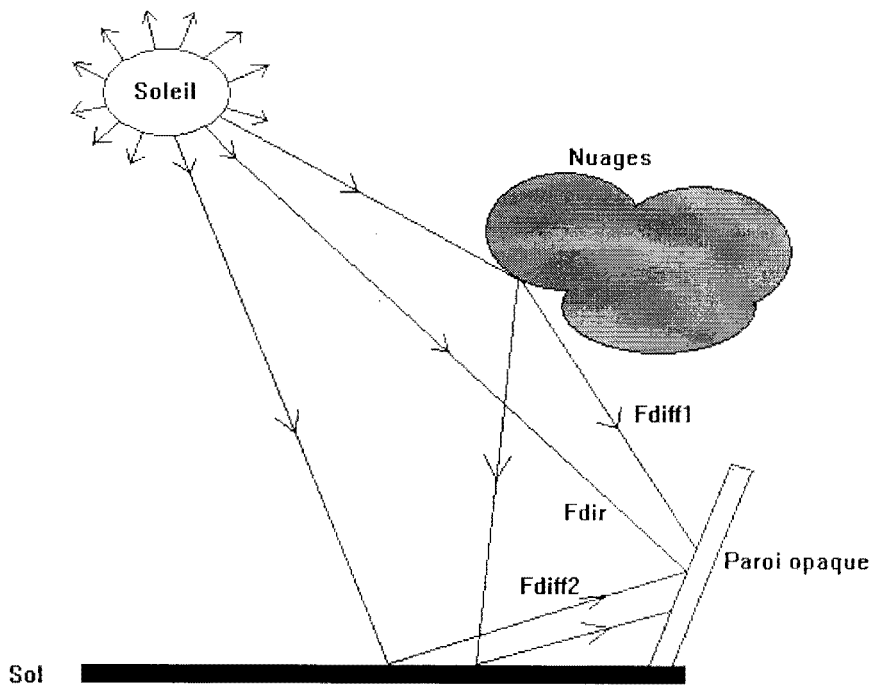
- Pour une surface horizontale :

$$E_G = I.K_E.\cos(\theta) + D_a \quad 2-23$$

-Pour une surface verticale :

$$E_G = I.K_E.\cos(\theta) + D_a + \frac{\alpha G_a}{2} \quad 2-24$$

Une fraction du rayonnement reçu par le sol est diffusée par celui-ci. La fraction interceptée par une surface verticale est donnée par le troisième terme de l'équation.



Flux solaire direct et diffus sur une paroi opaque

Figure 2-8 Ensoleillement global sur une paroi opaque

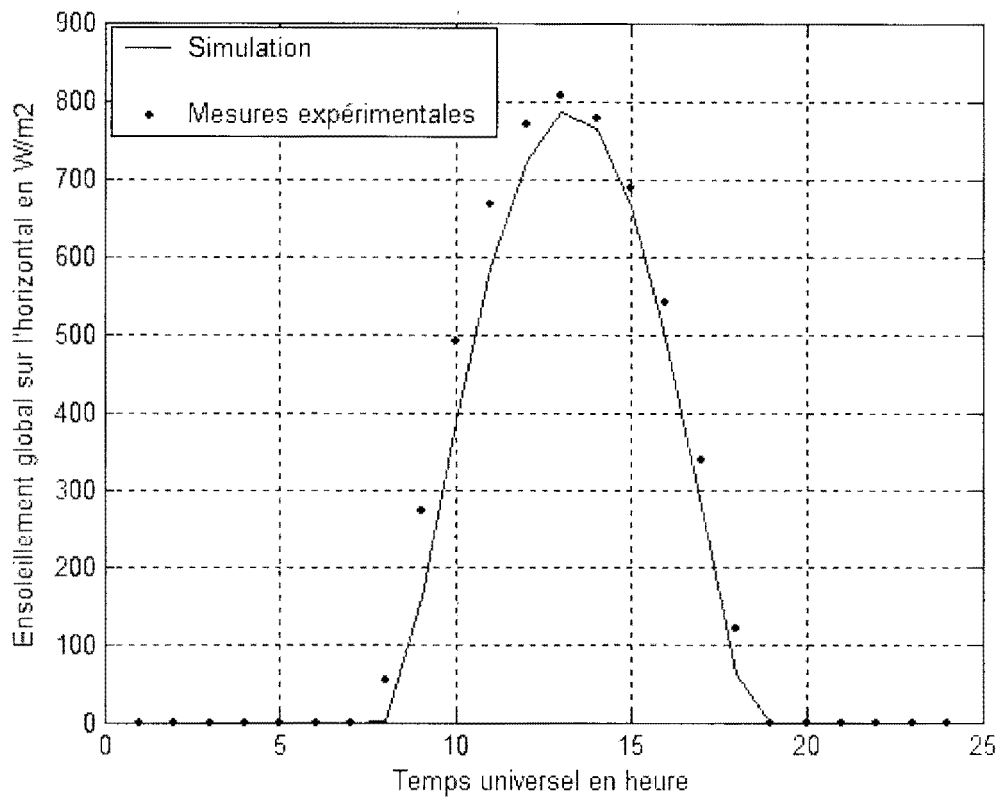


Figure 2-9 Ensoleillement global au sol, mesuré et simulé

Cette figure nous permet de faire une comparaison entre la théorie et l'expérimentation pour le 6 Janvier 2003 et de valider ce modèle. L'erreur commise en modélisant le rayonnement solaire est faible.

Cette figure montre deux courbes, une courbe simulée et une courbe de mesures expérimentales. L'erreur commise sur les mesures étant faible, le modèle de rayonnement solaire utilisé est fiable. Avec ce modèle mathématique il suffit donner le numéro du jour de l'année, la latitude du site, la longitude du site, l'altitude du site et l'état du ciel.

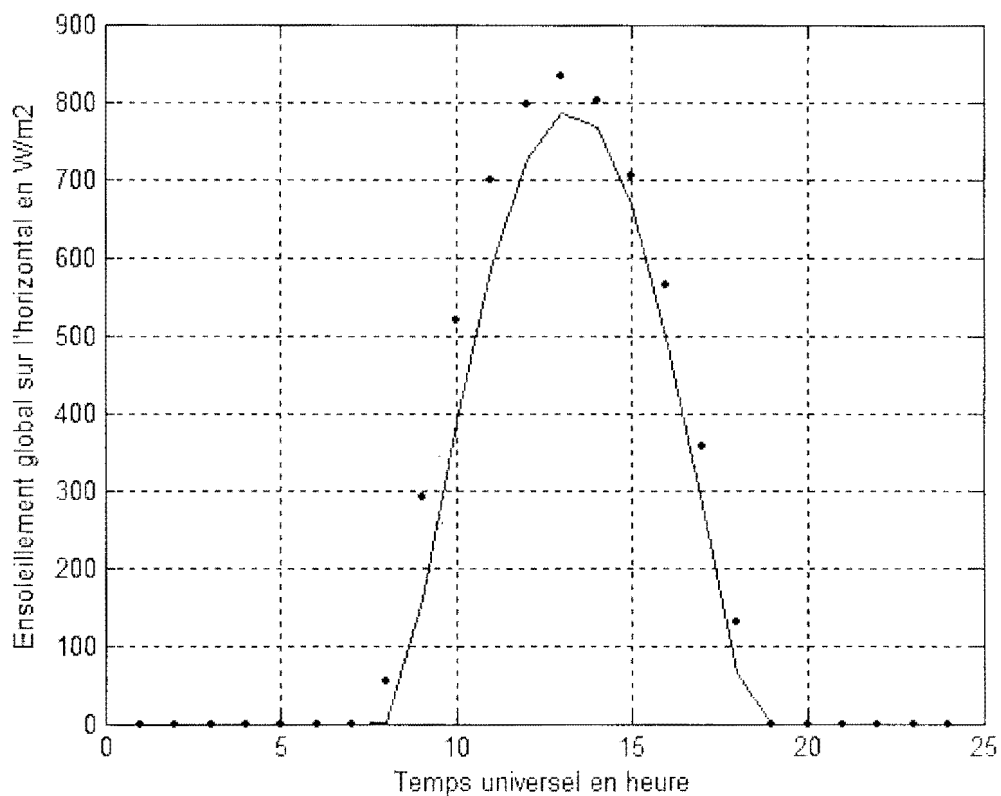


Figure 2-10 Ensoleillement global au sol, mesuré et simulé

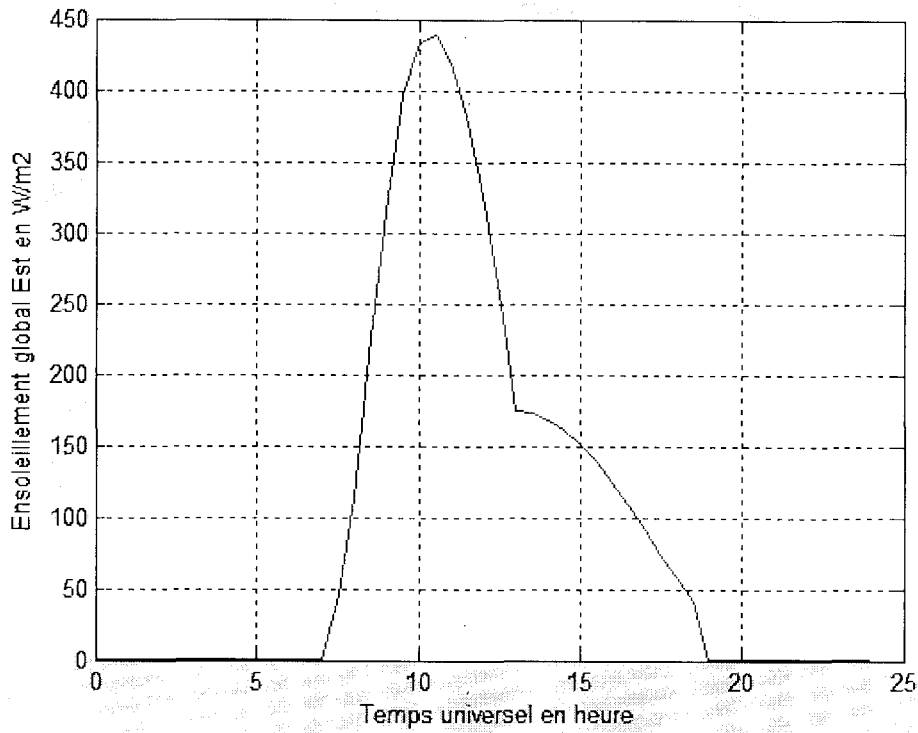


Figure 2-11 Ensoleillement global sur une paroi verticale est

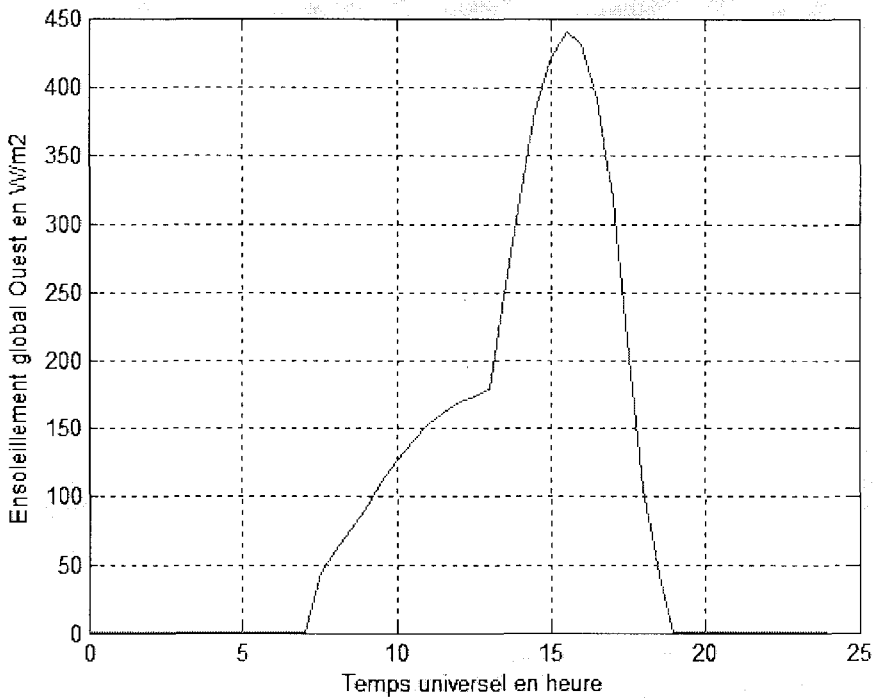


Figure 2-12 Ensoleillement global sur une paroi verticale ouest

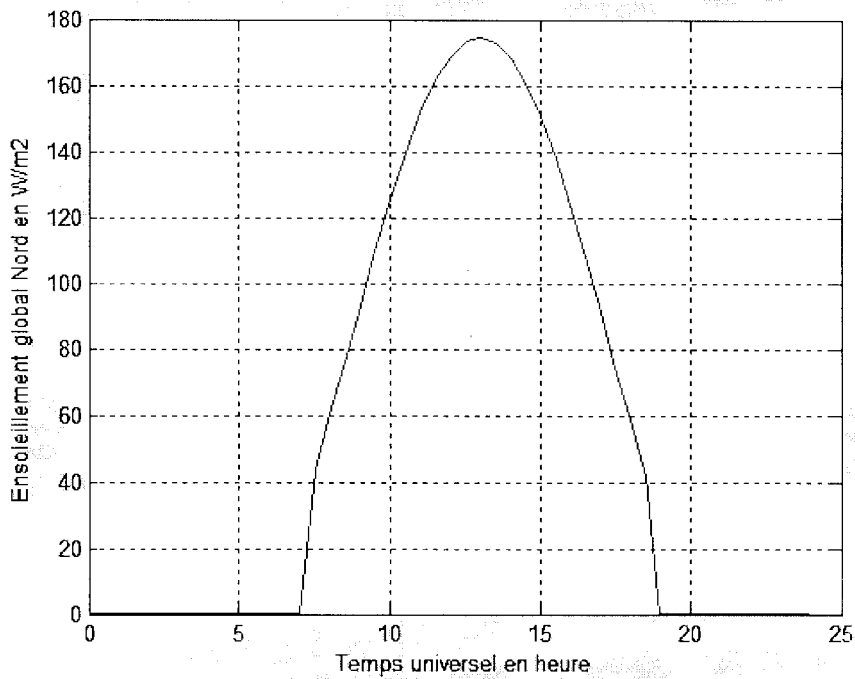


Figure 2-13 Ensoleillement global sur une paroi verticale nord

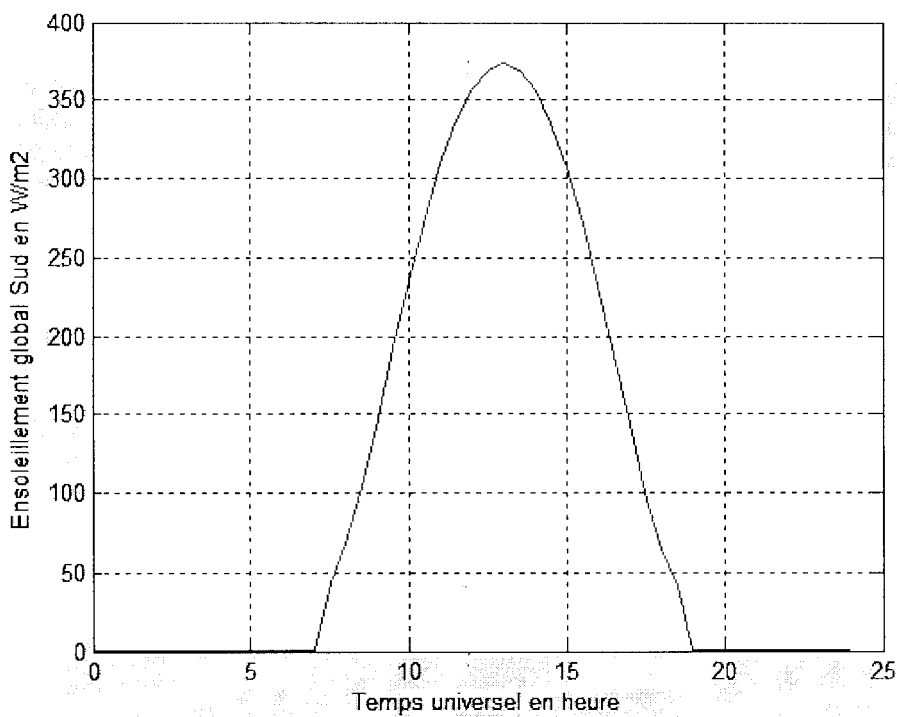


Figure 2-14 Ensoleillement global sur une paroi verticale sud

2-4 La Température de l'air à l'extérieur

La température extérieure est une donnée qui est disponible pour la région de Dakar. Ces données ont été obtenues grâce à la météo nationale sénégalaise. Pour les autres sites un modèle de température sera utilisé pour faire la simulation du comportement thermique du bâtiment. Pour ce modèle de température la température maximale et la température minimale doivent être fournies par l'utilisateur.

$$T_{ae} = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} + \left(\frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \right) \sin(AH) \quad 2-25$$

Où

$$AH = 15(TSV - 9) \quad 2-26$$

Représente l'angle horaire qui est fonction du temps solaire vrai TSV.

$$TSV = TSM + \frac{ET}{60} \quad 2-27$$

TSM est le temps solaire moyen et ET est l'équation du temps en minute.

$$TSM = TU + \frac{\lambda}{15} \quad 2-28$$

TU est le temps universel en heure et λ la longitude du site.

$$ET = 9.9 \sin 2(0.986n_j + 100) - 7.7 \sin(0.986n_j - 2) \quad 2-29$$

n_j étant le numéro du jour de l'année.

Pour une température maximale de 32°C et une température minimale de 23°C ce modèle de température nous donne l'évolution de la température pour le 274^{ième} jour de l'année. Cette évolution est représentée sur la figure suivante. Ce modèle de température sera utilisé si l'on ne dispose pas de données pour le lieu où on doit faire la simulation. Il suffira de donner la température maximale, la température minimale et la longitude du site.

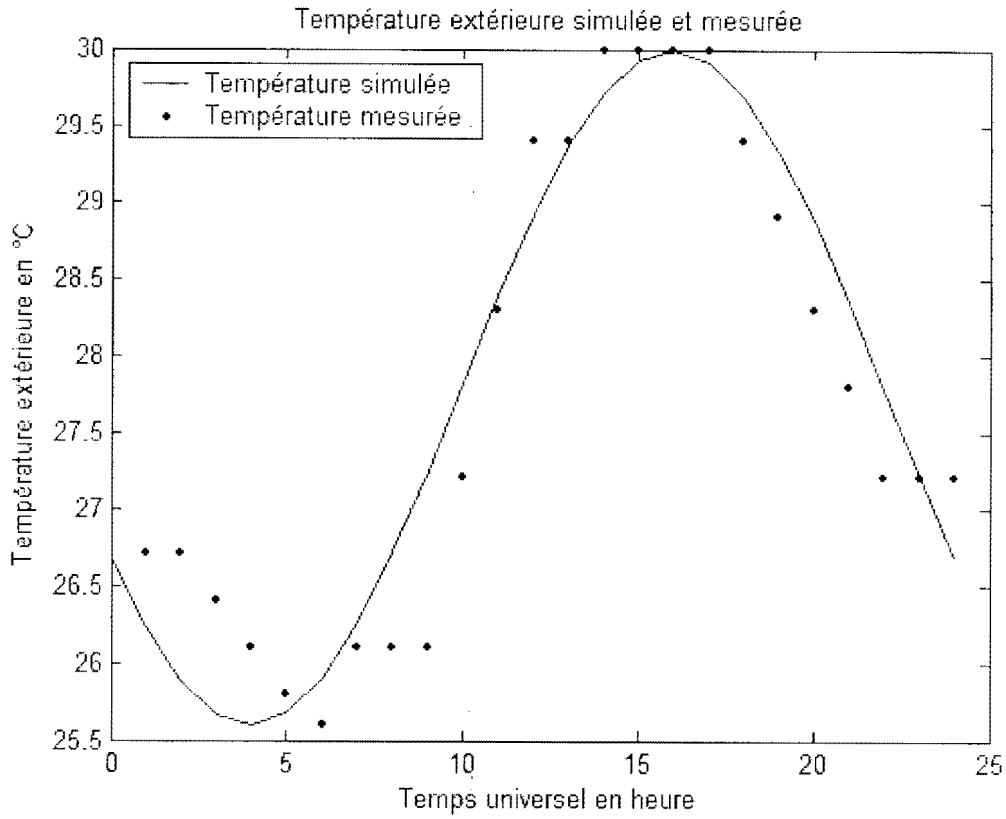


Figure 2-15 Température extérieure mesurée et simulée

2-5 Rayonnement à travers les vitrages

2-5-1 Rayonnement Direct

Les flux solaires directs et diffus sont en partie absorbés, transmis et réfléchis par le vitrage du bâtiment. Ces flux respectifs (en W/m^2) sont donnés par:

$$\phi_a = \alpha_D E_n \cos(i) \tag{2-30}$$

$$\phi_t = T_D E_n \cos(i) \tag{2-31}$$

$$\phi_r = \rho_D E_n \cos(i) \tag{2-32}$$

E_n est l'éclairement énergétique en W/m^2 .

i représente l'angle d'incidence du rayon solaire.

2-5-1-1 Simple Vitrage

α_D est le coefficient d'absorption du vitrage pour l'incidence i . Ce coefficient est donné par :

$$\alpha_D(i) = \frac{(1-R)(1-T)}{1-RT} \quad 2-33$$

Avec

$$T(i) = \exp(-kI_0 / \cos(r)) \quad 2-34$$

r étant l'angle de réflexion

k étant le coefficient d'extinction du vitrage et I_0 l'épaisseur du vitrage

$$r = \arcsin(\sin(i)/1.526)$$

$$R(i) = \frac{1}{2} \left(\frac{\sin^2(i-r)}{\sin^2(i+r)} + \frac{tg^2(i-r)}{tg^2(i+r)} \right) \quad 2-35$$

T_D coefficient de transmission du vitrage pour l'incidence i .

Il est donné par :

$$T_D(i) = \frac{(1-R)^2 T}{1-R^2 T^2} \quad 2-36$$

ρ_D est le coefficient de réflexion du vitrage pour l'incidence i .

$$\rho_D(i) = R + \frac{RT^2(1-R)^2}{1-R^2 T^2} \quad 2-37$$

Hormis les formules de Fresnel ces coefficients peuvent être calculés à partir de formules empiriques simples et qui donnent des résultats fiables :

$$\alpha_D(i) = \alpha_{DO} \quad \forall i \quad 2-38$$

$$\begin{aligned} T_D(i) &= T_{DO} \quad \text{si } i < 40^\circ \\ T_D(i) &= T_{DO} \cos(i) [2.5 - 1.56 \cos(i)] \quad \text{si } i > 40^\circ \end{aligned} \quad 2-39$$

$$\rho_D(i) = 1 - \alpha_D(i) - T_D(i) \quad 2-40$$

2-5-1-2 Doubles vitrages

Les coefficients globaux tenant compte des inter réflexions, caractéristiques du double vitrage sont obtenus à partir de α_1, ρ_1, T_1 et α_2, ρ_2, T_2 les coefficients relatif aux vitres 1 et 2 du double vitrage :

$$T_{GD} = \frac{T_1 T_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \quad 2-41$$

$$\alpha_{1GD} = \alpha_1 \left(1 + \frac{\rho_2 \gamma_1}{1 - \rho_1 \rho_2} \right) \quad 2-42$$

$$\alpha_{12GD} = \frac{\alpha_2 T_1}{1 - \rho_1 \rho_2} \quad 2-43$$

$$\alpha_{2GD} = \alpha_2 \left(1 + \frac{\rho_1 \gamma_2}{1 - \rho_1 \rho_2} \right) \quad 2-44$$

$$\alpha_{21GD} = \frac{\alpha_1 T_2}{1 - T_1 T_2} \quad 2-45$$

Nous utilisons ces formules pour calculer les caractéristiques globales du double vitrage à incidence nulle.

Nous allons en déduire les valeurs en fonction de l'angle d'incidence i en utilisant les formules empiriques suivantes :

$$\begin{aligned} T_{GD(i)} &= T_{GDO} && \text{si } i < 40^\circ \\ T_{GD(i)} &= T_{GDO} \cos(i) [2.5 - 1.56 \cos(i)] && \text{si } i > 40 \end{aligned} \quad 2-46$$

$$\alpha_{1D(i)} = \alpha_{1GDO} + \alpha_{1GDO} \alpha_{1D(i)} \quad 2-47$$

$\alpha_{1D(i)}$ est le coefficient d'absorption équivalent du double vitrage pour le flux direct reçu sur la face extérieur.

2-5-2 Rayonnement diffus

Le rayonnement diffus étant considéré comme isotrope nous pouvons évaluer les caractéristiques du vitrage par intégration.

$$T_d = \int_0^{\pi/2} T(l) \sin(2l) dl$$

$$\alpha_d = \int_0^{\pi/2} \alpha(l) \sin(2l) dl \quad 2-49$$

$$\rho_d = \int_0^{\pi/2} \rho(l) \sin(2l) dl \quad 2-50$$

En thermique du bâtiment nous utilisons des formules approchées plus simples pour calculer les caractéristiques pour le diffus des vitrages :

- Simples vitrages :

$$\alpha_d = \alpha_{DO} \quad 2-51$$

et

$$T_d = T_{DO} * 0.894 \quad 2-52$$

- Doubles vitrages :

$$\alpha_{1d} = \alpha_{1GDO} = \alpha_{1GDO} + \alpha_{12GDO} \quad 2-53$$

$$\alpha_{2d} = \alpha_{2GDO} = \alpha_{2GDO} + \alpha_{21GDO}$$

$$T_d = 0.894 T_{GDO} \quad 2-54$$

Le rayonnement solaire transmis à travers les vitrages peut être fortement atténué par les masques. Il existe des masques proches à savoir les auvents, les flancs, les murets, les retraits et des masques lointains qui peuvent être des immeubles, des montagnes etc.

Dans le cadre de cette étude nous allons nous intéresser aux effets de masques proches sur le rayonnement transmis à travers le vitrage.

CHAPITRE 3

EFFETS DE MASQUES

Affaiblissement du rayonnement direct

Le rayonnement solaire arrivant au vitrage est en grande partie transmis dans le local. Ce rayonnement tombe sur le plancher bas qui en absorbe une partie et réfléchit le reste au prorata des surfaces intérieures. Ce flux de chaleur qui réchauffe la chambre est indésirable en été. Un autre inconvénient majeur est que ces rayons solaires qui tombent sur le plancher bas entraînent la décoloration des meubles. Il serait donc nécessaire de trouver des moyens d'atténuer ce rayonnement solaire qui pénètre dans les bâtiments. Un des moyens est l'introduction de masques solaires que l'on peut classer en deux catégories : les masques solaires proches et les masques lointains. Pour cette thèse nous allons considérer que les masques proches qui sont supposés n'affaiblir que le rayonnement solaire direct.

3-1/ Masques proches

3-1-1/ Les retraits de vitrage

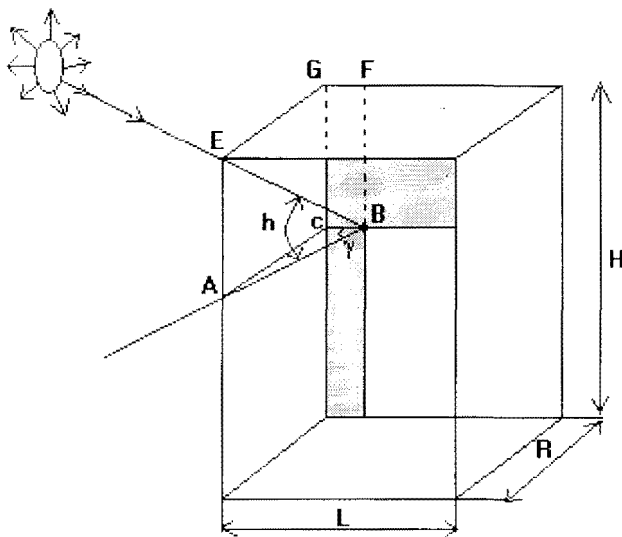


Figure 3-1 Ombre portée due au retrait du vitrage

L'ombre portée résulte du retrait de la fenêtre par rapport à la façade. Cette ombre évolue en fonction de la position solaire. En désignant par S_v la surface vitrée, par S_o la surface de l'ombre projetée sur la vitre et par S_{ve} la surface vitrée ensoleillée.

$$S_{ve} = S_v - S_o$$

Le rayonnement direct transmis par les surfaces vitrées est donné par :

$$\phi_D = I_V f_V S_{Ve} \quad 3-1$$

Où f_V représente le facteur de transmittance énergétique du verre par rapport au rayonnement direct et I_V l'intensité du rayonnement direct reçue par la paroi verticale.

L'ombre projetée est fonction du retrait R par rapport à la façade, de la hauteur h du soleil, de l'azimut de la paroi.

$$\sin \gamma = \frac{AC}{AB} = \frac{R}{AB} \quad 3-2$$

Ce qui nous donne :

$$AB = \frac{R}{\sin \gamma} \quad 3-3$$

D'autre part :

$$\text{tg}(h) = \frac{EA}{AB} = \frac{EA}{R} \sin \gamma \quad 3-4$$

$$\text{tg}(\gamma) = \frac{AC}{CB} = \frac{R}{CB} \quad 3-5$$

On en déduit :

$$EA = \frac{R \cdot \text{tg}(h)}{\sin(\gamma)} \quad 3-6$$

et

$$CB = \frac{R}{\text{tg}(\gamma)} \quad 3-7$$

La surface dans l'ombre est donnée par l'expression :

$$S_o = (EA).(L) + (CB).(H) - (CB).(EA)$$

Soit :

$$S_o = \frac{R \operatorname{tg}(h)}{\sin(\gamma)} L + \frac{R}{\operatorname{tg}(\gamma)} H - \frac{R \operatorname{tg}(h)}{\sin(\gamma)} \frac{R}{\operatorname{tg}(\gamma)} \quad 3-8$$

Cette ombre portée sur les parois opaques et vitrages varie en fonction de la position solaire. On observe sur la figure 3-2 l'évolution de l'ombre portée sur une vitre placée sur une façade Sud avec un retrait R.

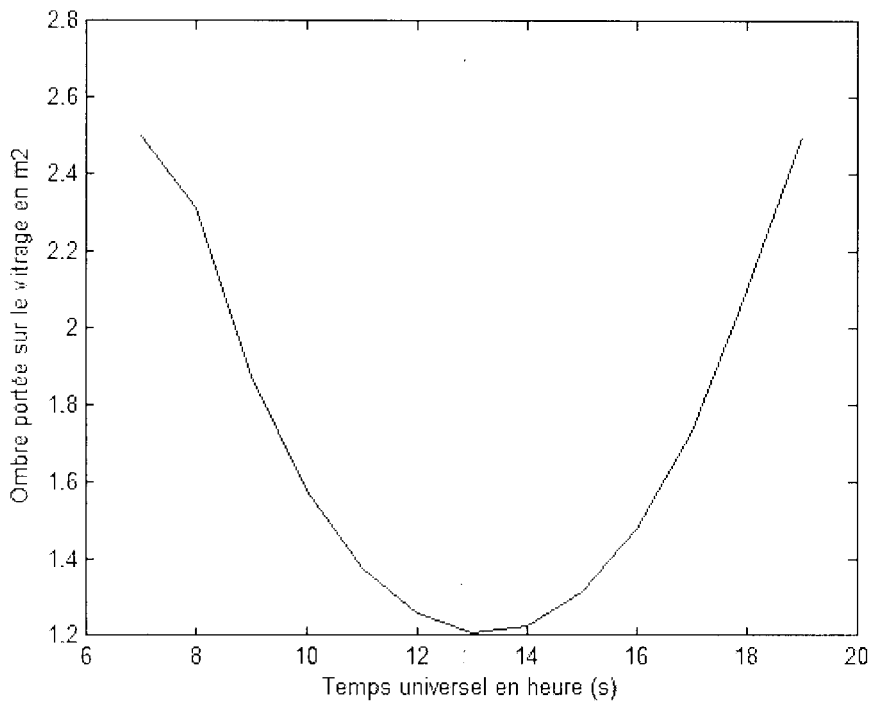


Figure 3-2 Ombre portée sur une vitre par un auvent

On observe une diminution de l'ombre portée sur la vitre du levé du soleil jusqu'au environ de treize heures (l'heure à laquelle le soleil fait face à la façade sud et que l'ombre sur la vitre est minimale). On note aussi une augmentation de l'ombre portée entre treize heures et le coucher du soleil.

3-1-2/ Les Casquettes

Ces casquettes peuvent être des balcons ou des auvents. Dans le cas des auvents :

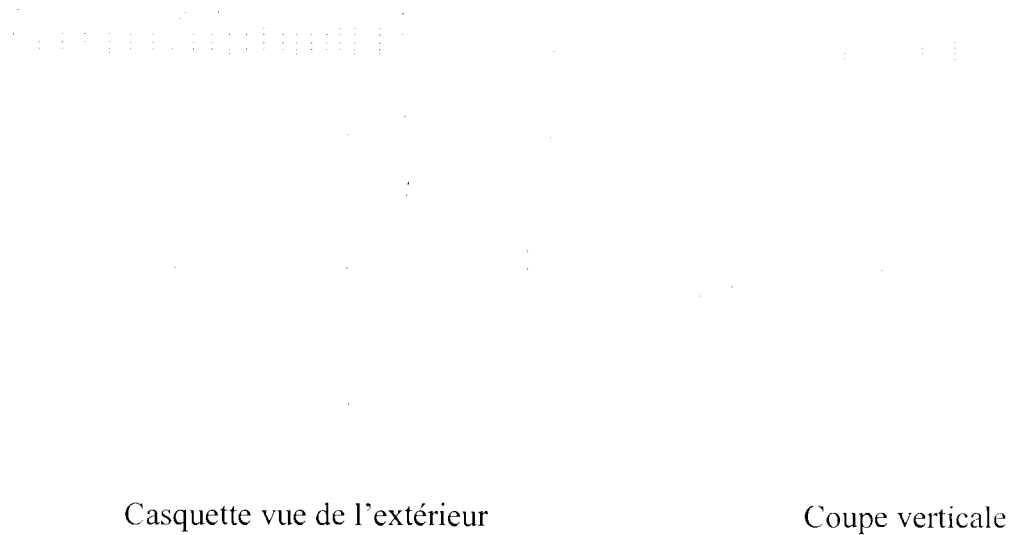


Figure 3-3 Vue de face et vue de profile d'une casquette

Pour déterminer l'ombre portée sur la vitre il faut fournir la position x du masque par rapport au bord gauche de la fenêtre. La coordonnée x est comptée positivement à droite et négativement à gauche.

La distance entre le bord supérieur de la fenêtre et la casquette est d . D'autres paramètres nécessaire pour le calcul de l'ombre projeté est la profondeur de la casquette et l'angle formé entre la façade de la paroi et l'auvent.

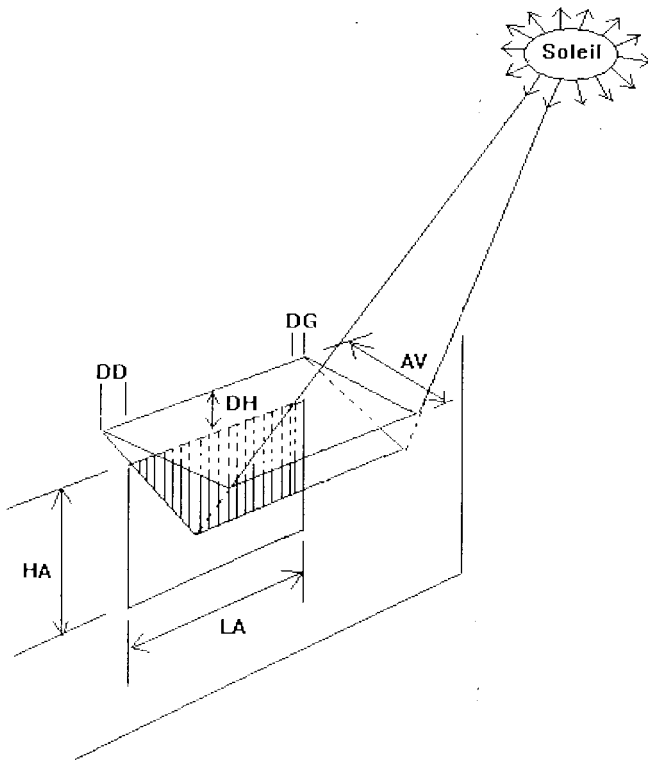


Figure 3-4 Schéma de l'ombre portée par une casquette

Un auvent placé sur les ouvertures d'une pièce permettra de laisser le soleil d'hiver mais pas d'été. En été le débord de votre auvent ne doit pas permettre de laisser entrer les rayons solaires aux heures où le soleil darde le plus fort.

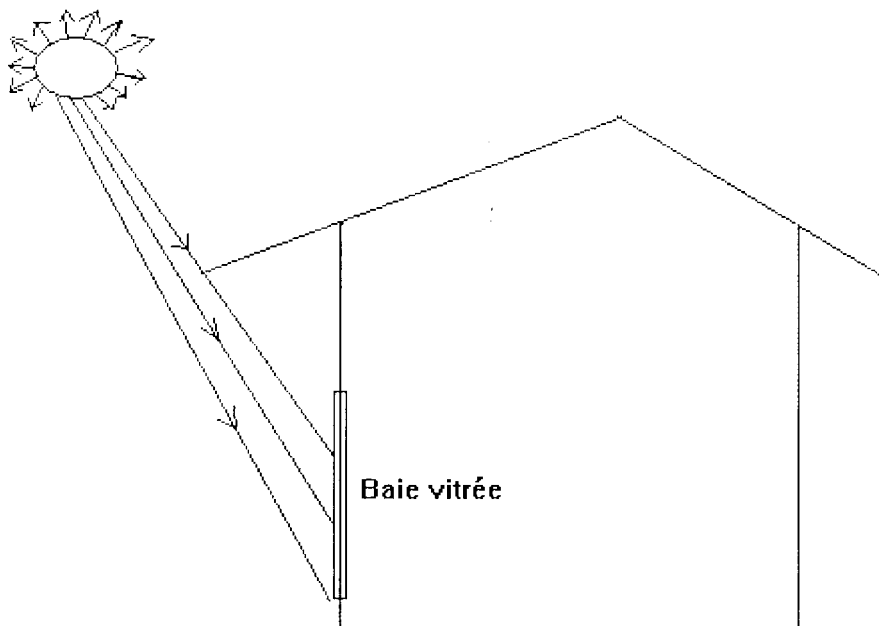


Figure 3-5 Effet du débord sur les rayons solaires en hiver

En hivers le soleil est plus bas dans le ciel et les rayons pénètrent dans la pièce et la réchauffent. Le débord D est la distance entre l'extrémité de l'auvent et le mur où est placée la fenêtre. La hauteur utile H de l'auvent est la distance entre le bas de l'auvent et le bas de la baie vitrée.

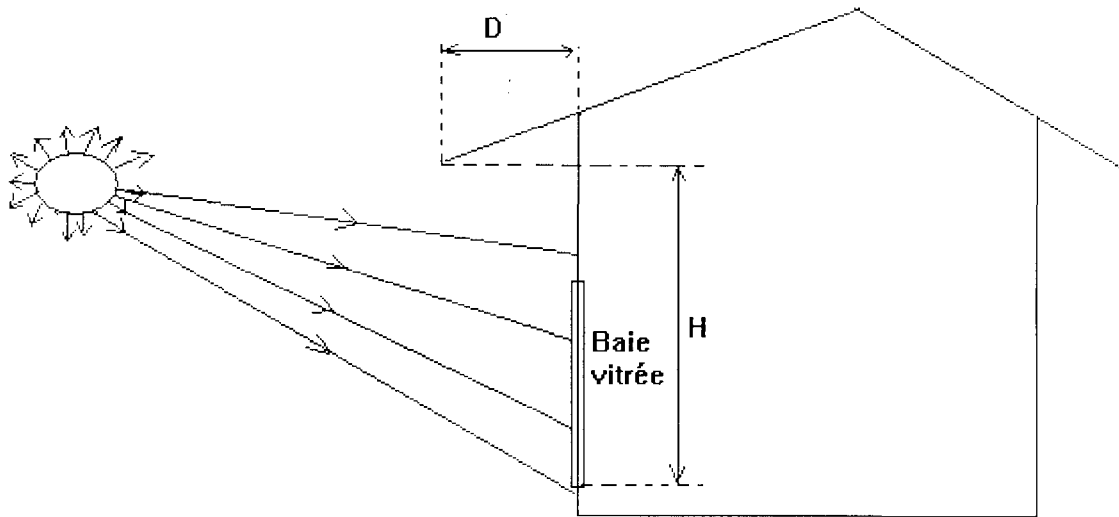
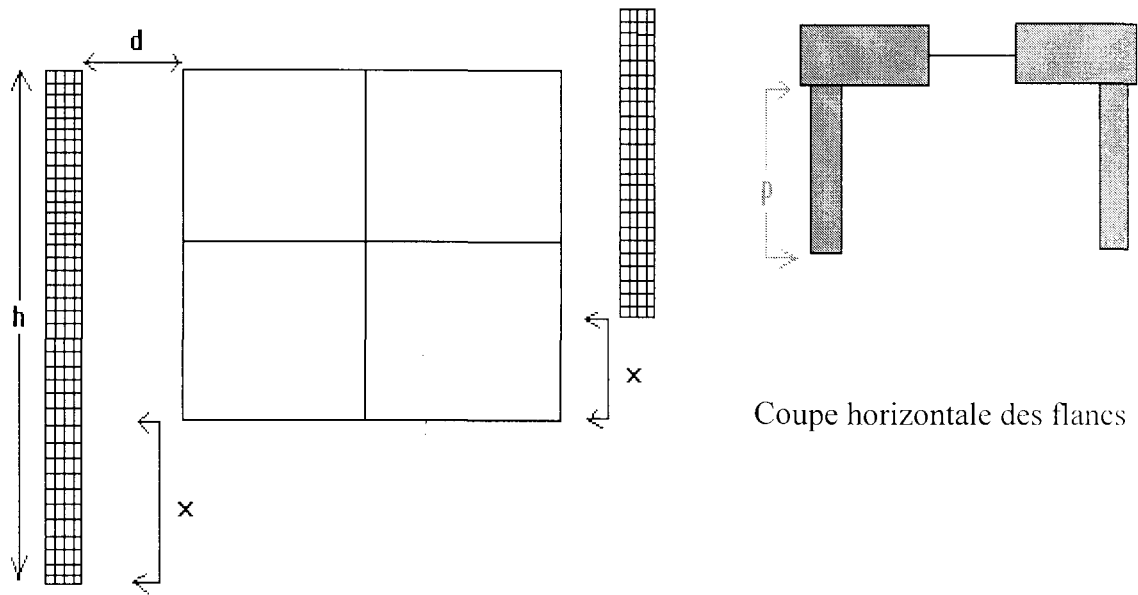


Figure 3-6 Réchauffement d'un local pour le confort d'hivers

Ces auvents ne doivent pas être placés à l'est ou à l'ouest car cela nous empêcherait d'avoir du soleil en hivers et en été.

3-1-3/ Les Flancs



Flancs vus de l'extérieur

Figure 3-7 Coupe horizontale de flancs

x représente la distance du flanc par rapport au bord inférieur de la fenêtre. Pour le flanc gauche x est négatif tandis que pour le flanc droit x est positif.

3-2 Calcul du facteur solaire

Connaissant la position du soleil à l'heure donnée, c'est-à-dire son azimut et sa hauteur h ainsi la position de la paroi (orientation par rapport au sud a_p), le calcul des projections dans le plan du vitrage des arêtes des différents masques se fait sans difficulté.

La projection $P'(0, y'_p, z'_p)$ d'un point $P(x_p, y_p, z_p)$ du masque dans le plan du vitrage est donnée par les relations suivantes :

$$\frac{-x_p}{\cos(h)\cos(a - a_p)} = \frac{y'_p - y_p}{\cos(h)\sin(a - a_p)} = \frac{z'_p - z_p}{\sin(h)} \quad 3-9$$

où a représente l'azimut du soleil, h sa hauteur et α_p l'orientation de la paroi par rapport au sud. Connaissant les coordonnées de projection, on établit les équations des côtés, de sorte que les points situés à l'intérieur du parallélogramme ainsi formé aient leur puissance négative par rapport à chacune des droites.

CHAPITRE 4

Transferts Thermiques dans le Bâtiment

4-1 Transfert de chaleur par conduction

4-1-1 Généralités sur la conduction thermique

La conduction thermique est un processus d'échange dans lequel l'énergie cinétique moyenne des diverses particules tend à s'uniformiser par diffusion, des zones chaudes vers les zones froides. Ce processus se stabilise si les conditions imposées aux limites de l'élément sont maintenues constantes : cette stabilisation de ce processus traduit le régime permanent dans lequel les températures et les flux énergétiques sont indépendants du temps. La période avant la stabilisation correspond au régime transitoire. Les parois sont souvent constituées par la juxtaposition de matériaux de différentes natures. Entre ces matériaux le contact qui n'est jamais parfait crée une résistance thermique. Dans le cadre de notre travail on considère le contact entre les couches d'une paroi comme parfait par conséquent la résistance de contact est nulle. Chacun de ces matériaux peut être homogène ou hétérogène comme le béton.

Les paramètres thermo physiques évoluent en fonction du temps et cette variation provient des phénomènes cycliques comme les saisons qui mettent en jeu l'humidité. Par exemple polystyrène utilisé comment isolant thermique subit une sublimation lorsqu'il est en contact avec l'air.

La masse volumique et la capacité calorifique sont des paramètres qui dépendent directement des constituants du matériau et ne sont généralement pas sujets à des variations notables.

Les domaines de variation sont faibles dans le bâtiment et les conductivités varient peu. On se contente d'utiliser les valeurs moyennes qui donnent des résultats acceptables.

Tableau 4-1: Caractéristiques thermo physiques de quelques matériaux courants

Matière	Chaleur massique C (KJ/kg.K)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Conductivité thermique λ (W/mK)
Enduit de ciment	0,9	2000	1,25
Parpaing	0,653	1300	1,15
Béton plein	1,5	2300	1,75
Plâtre	1,5	1200	0,50
Laine de verre	0,84	20 à 30	0,04
Isolant organique	1	10 à 60	0,04
Métaux courants	0,2 à 1	2700 à 11000	35 à 420
Air	1 à pression constante	1,3	0.023

En réalité dans la physique du bâtiment les conditions aux limites ne sont pas constantes, ce qui fait que nous ayons une succession de régimes transitoires et que le régime permanent est difficilement atteint.

La conduction thermique dans une paroi est traduite par l'équation de la chaleur et nécessite la connaissance des conditions initiales et aux limites.

4-1-2 Equation de la chaleur

L'équation de la chaleur dans un milieu homogène et isotrope en dimension trois est donnée par :

$$\rho c \frac{\partial T(M,t)}{\partial t} = \lambda \Delta T(M,t) + P(M,t) \quad 4-1$$

T (M, t) est la température au point M à l'instant t

ρ est la masse du matériau constituant la couche

c est la chaleur massique du matériau constituant la couche

λ est la conductivité thermique

$P(M, t)$ est un terme source.

L'épaisseur des parois étant considérée comme faible devant les autres dimensions du bâtiment, les transferts conductifs peuvent être considérés comme unidirectionnels et les lignes de flux sont dirigées suivant l'épaisseur de la paroi.

En choisissant un axe Ox perpendiculaire à la paroi, c'est-à-dire parallèle aux lignes de flux, l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\rho c \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} + P(x,t) \quad 4-2$$

Les parois n'ayant pas de source de chaleur interne, l'équation de la chaleur devient :

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} \quad 4-3$$

Où $a = \lambda / \rho c$ en $[m^2/s]$ est la diffusivité thermique.

4-1-3 Conditions aux limites des parois

La résolution de cette équation de la chaleur nécessite la connaissance des conditions aux limites des parois. On distingue trois types de conditions aux limites en thermique du bâtiment :

- La condition aux limites de première espèce ou condition de Dirichlet qui consiste à imposer la température $T(M, t)$ au niveau de l'interface paroi air. Cette condition n'est pas couramment utilisée en thermique du bâtiment.
- La condition aux limites de deuxième espèce ou condition de Neumann qui consiste à imposer un flux au niveau de l'interface paroi air. Ce flux est donné sous la forme :

$$\frac{\partial T}{\partial n_i} = f_i(M, t) \quad 4-4$$

Où $\partial/\partial n_i$ représente la dérivée par rapport à la normale vers l'extérieur de l'interface S_i entre une paroi et l'air.

- La condition aux limites de troisième espèce ou condition de Fourier où la combinaison linéaire de la température et de sa dérivée par rapport à la normale à l'interface paroi air, est imposée. Cette condition est donnée par :

$$-\lambda \frac{\partial T(M, t)}{\partial n} = h(T(M, t) - T_{eq}) \quad 4-5$$

λ étant la conductivité thermique,

\vec{n} la normale vers l'extérieur de la paroi au point M,

h un coefficient d'échange,

T_{eq} la température équivalente.

Les parois du bâtiment étant constituées de plusieurs couches il serait aussi nécessaire de déterminer les conditions de continuité au niveau des interfaces entre les couches des parois. En réalité il existe une résistance de contact entre les couches adjacentes de la paroi, mais nous allons considérer le contact entre ces couches comme étant parfait (sans résistance) et de ce fait la continuité de la température et du flux de chaleur est traduite respectivement par :

$$T_i(x = 0) = T_j(x = 0) \quad 4-6$$

$$\lambda_i \left(\frac{\partial T_i}{\partial x} \right)_{x=0} = \lambda_j \left(\frac{\partial T_j}{\partial x} \right)_{x=0} \quad 4-7$$

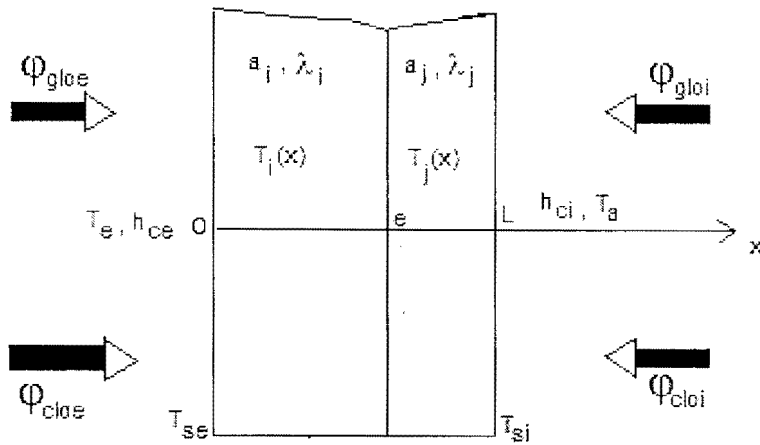


Figure 4-1 : Mur hétérogène.

4-2 Transferts convectifs

La convection thermique s'applique aux transferts de chaleur associés à des transferts de masse. Ces phénomènes de transfert se développent dans des fluides comme l'air. Il distingue trois types de convection thermique, à savoir :

- La convection naturelle
- La convection forcée
- La convection mixte

4-2-1. La Convection Naturelle

En convection naturelle le mouvement du fluide est dû au gradient de température. Ce gradient de température crée une différence de densité d'un point à un autre ce qui entraîne l'écoulement du fluide de la zone de plus forte densité vers la zone de plus faible densité.

En convection naturelle le coefficient de transfert convectif est fonction du nombre Nusselt (Nu) qui dépend aussi du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr).

La convection est le transfert de chaleur entre un fluide en déplacement et une paroi.

Lorsque le mouvement du fluide est principalement dû à un déséquilibre entre forces d'Archimède (variation de densité) et forces de viscosité, la convection est dite naturelle ou libre. En général les vitesses du fluide sont faibles.

Nous allons considérer d'une part la convection sur une surface extérieure et d'autre part la convection sur une surface intérieure.

La densité de flux convectif φ_{cv} s'écrit :

$$\varphi_{cv} = h_{cv} (T_{ext} - T_s) \quad 4-8$$

où h_{cv} représente le coefficient d'échange par convection [12].

Pour la convection extérieure, on fait l'hypothèse qu'elle est forcée :

$$\varphi_{cve} = h_{cve} (T_{ext} - T_s) \quad 4-9$$

Où h_{cve} est le coefficient d'échange convectif extérieur, fonction de la vitesse du vent.

Le coefficient d'échange par convection peut se mettre sous la forme :

$$h_{cve} = A + B.V_v^C$$

Les valeurs des coefficients A, B et C sont récapitulées sur le tableau ci-dessous :

Tableau 4-2 : Valeurs des paramètres A, B, C pour le coefficient de transfert convectif extérieur

AUTEURS	A	B	C
CROISET	3,1	4,1	0.605
DTU	16,7	0	0
FERRIES	2,5	3,5	1
ITO			
• paroi sous le vent	9	0,7	1
• paroi au vent :			
* $V_v < 2\text{m/s}$	11,7	0,3	1
* $2 < V_v < 8\text{m/s}$	6,7	2,8	1

* $V_V > 8\text{m/s}$	15	1,8	1
KIMURA			
• paroi sous le vent	0,3	0,05	1
• paroi au vent			
* $V_V < 2\text{m/s}$	0	8	0,605
* $V_V > 2\text{m/s}$	0	12,23	1
NUSSELT et JURGES			
• $V_V < 5\text{m/s}$	5,8	4,1	1
• $V_V > 5\text{m/s}$	0	7,3	0,78
STURROCK			
• Paroi sous le vent	0	5,7	1
• Paroi au vent ;	11,4	5,7	1
LARRET			
• $V_V < 5\text{m/s}$	0	2	1
• $V_V > 5\text{m/s}$	2	4	1
ASHRAE			
• $V_V < 5\text{m/s}$	5,62	3,9	1
• $5 < V_V < 30\text{m/s}$	0	7,2	0,78

Dans notre cas nous avons choisi d'utiliser les corrélations de l'ASHRAE :

Pour $5 \leq V \leq 30\text{m/s}$

$$hc_{ve} = 7.2V^{0.78} \quad 4-10$$

Pour $V < 5\text{m/s}$

$$hc_{ve} = 5.62 + 3.9V \quad 4-11$$

Pour la convection intérieure on considère qu'elle est libre ou naturelle si la vitesse du vent à l'intérieur du local est faible. Le coefficient de convection intérieure h_{cvi} est corrélé au gradient de température ($T_{air} - T_s$). On utilise couramment la formule :

$$h_{cvi} = A + B|T_{air} - T_{si}|^C$$

Les valeurs affectées aux coefficients A, B et C varient d'un auteur à un autre. Ces valeurs sont récapitulées dans la tableau

Tableau 4-3 : Valeurs des paramètres A, B, C pour le coefficient de transfert convectif intérieur

AUTEURS	SURFACE VERTICALE			SURFACE HORIZONTALE					
				Flux ascendant			Flux descendant		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
BRIIS	0	1,88	0,32	0	2,42	0,31	0,6	0	0
BYVOK	4	0	0	5	0	0	2,5	0	0
HEAT	1,7	1	0,425	1,7	1	0,425	1,7	1	0,425
MITALAS	0	1,02	0,33	-	-	-	-	-	-
FERRIES	0	1,6	0,33	0	2,1	0,33	0	1	0,33
GAIGNOU	0	1,846	0,25	-	-	-	-	-	-
ASHRAE	0	1,31	0,33	0	1,52	0,33	-	-	-

On utilise la corrélation de l'ASHRAE:

Pour une paroi verticale :

$$hcvi=1.31|Ts-Ta|^{0.33} \quad 4-12$$

Pour une paroi horizontale :

$$hcvi=1.52|Ts-Ta|^{0.33} \quad 4-13$$

4-2-2 La convection forcée

On parle de convection forcée si le mouvement du fluide dans le bâtiment provient d'une autre cause à savoir la ventilation mécanique forcée, l'ouverture des portes et des fenêtres etc. Dans ce cas, les particules composants le fluide sont soumises à des mouvements désordonnés et aléatoire.

4-3 Transferts radiatifs

Le spectre de rayonnement thermique est généralement divisé en deux parties :

Le rayonnement grandes longueurs d'onde (GLO) est caractérisé par une longueur d'onde $\lambda > 2,5\mu\text{m}$ et le rayonnement courtes longueurs d'onde (CLO) caractérisé par une longueur d'onde $\lambda < 2,5\mu\text{m}$

Dans cette partie nous nous intéresserons au rayonnement du ciel qui est dans la catégorie GLO et au rayonnement des objets environnants. Le flux radiatif net échangé par une paroi est la différence entre la partie absorbée de l'éclairement reçu par la surface de cette paroi et la densité de flux émise par cette même surface à la température T_i .

$$\Phi_{net,i} = - \int_0^{\infty} \alpha_{\lambda} E_{\lambda} d\lambda + \int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} M_{\lambda,T_i}^0 d\lambda \quad 4-14$$

Où α_{λ} est le coefficient d'absorption hémisphérique monochromatique de la surface S_i ,

ε_{λ} est l'émissivité monochromatique de la surface, E_{λ} est l'éclairement monochromatique de la surface en $\text{W/m}^2/\mu\text{m}$.

$M_{\lambda,T}^0$ est l'émittance hémisphérique monochromatique du corps noir à la température T , en W/m^2 . En décomposant le flux en fonction des flux CLO et GLO on obtient :

$$\Phi_{net,i} = - \int_0^{2.5} \alpha_{CLO} E_{CLO} d\lambda - \int_{2.5}^{\infty} \alpha_{GLO} E_{GLO} d\lambda + \int_0^{2.5} \varepsilon_{CLO} M_{\lambda,T_i}^0 d\lambda + \int_{2.5}^{\infty} \varepsilon_{GLO} M_{\lambda,T_i}^0 d\lambda \quad 4-15$$

En négligeant le rayonnement de la paroi dans le domaine de courte longueur d'onde, on obtient :

$$\Phi_{net,i} = - \int_0^{2.5} \alpha_{CLO} E_{CLO} d\lambda - \int_{2.5}^{\infty} \alpha_{GLO} E_{GLO} d\lambda + \int_{2.5}^{\infty} \varepsilon_{GLO} M_{\lambda,T}^0 d\lambda \quad 4-16$$

α_{CLO} est le coefficient d'absorption dans le domaine des courtes longueurs d'onde

α_{GLO} est le coefficient d'absorption dans le domaine des grandes longueurs d'onde

ε est l'émissivité de la surface dans le domaine des grandes longueurs d'onde.

E_{CLO} et E_{GLO} sont respectivement l'éclairement dans les domaines de courtes longueurs d'onde et de grandes longueurs d'onde.

Notion de Facteur de Forme

Le flux élémentaire $d_2\phi_{12}$ issu d'une surface dS_1 et arrivant sur une surface dS_2 est donné par la formule de Bouger :

$$d_2\phi_{12} = B_1 \frac{dS_1 \cos\varphi_1 dS_2 \cos\varphi_2}{\pi r^2} \quad 4-17$$

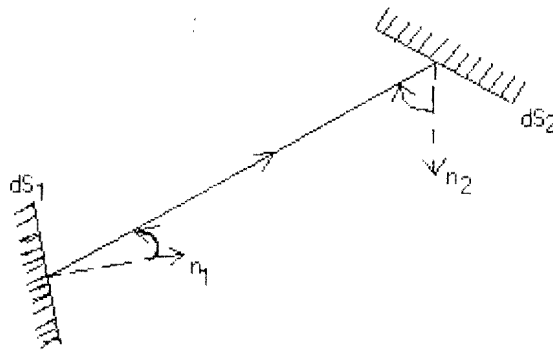


Figure 4-2 Rayonnement entre parois

Le flux total issu de la surface S_1 et arrivant à S_2 s'obtient par intégration de la relation (III-4) :

$$\phi_{12} = B_1 \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{\pi r^2} dS_1 dS_2 \quad 4-18$$

B_1 est le rayonnement issu de la paroi 1. En faisant apparaître le flux total $B_1 S_1$ issu de la surface S_1 on peut écrire :

$$\phi_{.12} = B_1 S_1 f_{12} \quad 4-19$$

Où

$$f_{12} = \frac{1}{S_1} \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{\cos\varphi_{.1} \cos\varphi_{.2}}{\pi r^2} dS_1 dS_2 \quad 4-20$$

f_{12} est le facteur de forme de la surface 1 vers la surface 2. C'est une grandeur sans dimension, purement géométrique. Elle représente la fraction du rayonnement issu de S_1 qui parvient à S_2 .

$$S_i \cdot f_{ij} = S_j \cdot f_{ji} \quad 4-21$$

Dans le cas d'une enceinte fermée composée de n surfaces, la totalité du flux issu de la surface i se répartit au prorata des facteurs de forme sur les surfaces, ce qui entraîne :

$$\sum_{j=1}^n f_{ij} = 1 \quad 4-22$$

$f_{ii} = 0$ pour les surfaces convexes.

Une méthode couramment employée en thermique de bâtiment consiste à calculer les facteurs de forme au prorata des surfaces :

$$f_{ij} = \frac{S_j}{\sum_{k=1}^n S_k}$$

4-3-1 Rayonnement sur les parois opaques extérieures

Le rayonnement GLO total reçu par la surface extérieure d'une paroi est la somme des rayonnements de la voûte céleste et de l'environnement.

Le facteur de forme $F_{C,i}$ entre la voûte céleste et la surface S_i est donné par :

$$F_{C,i} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \text{ où } \beta \text{ est l'inclinaison de la paroi par rapport à l'horizontale et}$$

$$F_{e,i} = \frac{1 - \cos \beta}{2} \text{ est le facteur de forme entre l'environnement et la surface.}$$

Ces rayonnements sont du type GLO (grandes longueurs d'ondes). On peut linéariser le flux Φ_{GLO} sous la forme :

$$\Phi_{GLO} = h_{rc} (T_C - T_{Si}) + h_{re} (T_e - T_{Si}) \quad 4-23$$

où h_r est le coefficient d'échange par rayonnement.

$$h_{rc} = 4\sigma\alpha F_{C,i} T_m^3 \text{ et } h_{re} = 4\sigma\alpha F_{e,i} T_m^3$$

σ est la constante de Stefan -Boltzmann.

$$T_m = \frac{1 + \cos \beta}{2} (T_c)^4 + \frac{1 - \cos \beta}{2} (T_{eq})^4$$

4-3-2 Rayonnement entre les parois opaques intérieures

- Méthode des radiosités

Les échanges radiatifs entre parois se font dans le domaine de l'infrarouge. Si M_i , E_i et B_i désignent respectivement l'émittance, l'éclairement et la radiosité, dans cette bande de fréquence de la surface repérée i , cette surface d'aire S_i émet $S_i.M_i = S_i.\epsilon_i.\sigma.T_i^4$ et absorbe la fraction α_i de l'éclairement qu'elle reçoit [10].

Cette surface perd donc au total un flux :

$$Q_i = S_i (\epsilon_i.\sigma.T_i^4 - \alpha_i.E_i) \quad 4-24$$

La radiosité est le flux surfacique issu d'une surface, c'est-à-dire la somme du flux émis M_i et des flux réfléchis sur la surface :

$$B_i = M_i + \rho E_i = \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot T_i^4 + (1 + \alpha_i) E_i \quad 4-25$$

Nous admettons que toutes les surfaces sont telles que la loi de Kirchhoff soit vérifiée, c'est-à-dire que $\alpha_i = \varepsilon_i$ dans les relations (4-25) et (4-26).

La fraction du rayonnement B_j provenant d'une surface repérée j et atteignant directement la surface i , vaut par définition $f_{ij} \cdot B_j$.

$$E_i = \sum_{j=1}^n f_{ij} B_j \quad 4-26$$

A partir des trois relations précédentes, on peut écrire :

$$E_i = \sigma \cdot T_i^4 - \frac{Q_i}{S_i \varepsilon_i} = \sum_{j=1}^n f_{ij} \left[\sigma \cdot T_j^4 + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \frac{Q_j}{S_j} \right] \quad 4-27$$

Soit le symbole de Kronecker δ_{ij} avec $\delta_{ij} = 1$ si $i = j$ et $\delta_{ij} = 0$ si $i \neq j$

$$\sum_{j=1}^n (\delta_{ij} - f_{ij}) \sigma \cdot T_j^4 = \sum_{j=1}^n \left[\frac{\delta_{ij} - (1 - \varepsilon_j) f_{ij}}{S_j \varepsilon_j} \right] Q_j \quad 4-28$$

Cette expression peut se résumer sous forme matricielle

$$[M_1][T^4] = [M_2][Q] \quad 4-29$$

Où $M_1(i, j) = (\delta_{ij} - f_{ij}) \cdot \sigma$,

$[T^4]$ = vecteur d'éléments T_i^4

$$M_2(i, j) = \frac{\delta_{ij} - (1 - \varepsilon_j) f_{ij}}{\varepsilon_j S_j}$$

De la relation (III-15), on tire

$$[Q] = [M_2]^{-1} [M_1][T^4] \quad 4-30$$

En linéarisant ces équations on obtient :

$$[Q] = [M_2]^{-1} [M_1] [T] \quad 4-31$$

avec $M_1 = 4\sigma \cdot T_0^3 \cdot M_1$, T_0 étant la température extérieure qui est connue. [10]

Méthode de la Température Radiante Moyenne

Cette méthode consiste à considérer un corps noir à l'intérieur du local qui est en équilibre thermique avec les parois du local.

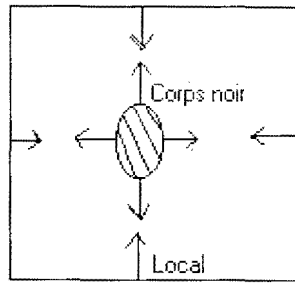


Figure 4-3 : Echanges radiatifs entre un corps noir et les parois d'un local

Le flux reçu par une surface S_i est donné par :

$$Q_i = S_i h_{ri} F_{ib} (T_i - T_{RM}) \quad 4-32$$

avec

$$T_{RM} = \frac{\sum_{j=1}^n S_j T_j}{\sum_{j=1}^n S_j} \quad 4-33$$

T_{RM} est la température radiante moyenne

et F_{ib} est le facteur de forme entre le corps noir et la paroi i .

4-3-3/ Bilan des échanges de chaleur au niveau des surfaces

4-3-3-1/ Echanges superficiels extérieurs

Rayonnement solaire absorbé.

Le flux solaire qualifié de flux solaire courte longueur d'onde (ϕ_{CLO}) est en partie absorbé par les parois. La densité de flux absorbée par une paroi quelconque est :

$$\phi_{CLO} = \alpha E \quad 4-34$$

en W/m^2 .

Où α est le coefficient d'absorption et E l'éclairement énergétique de la paroi.

Ce coefficient d'absorption est fonction de la couleur de la paroi et des matériaux. Le tableau ci-dessous donne les coefficients d'absorption de certains matériaux et certaines couleurs utilisés dans le bâtiment.

Tableau 4-4 : Valeur des coefficients d'absorption de quelques matériaux courants

Couleur		Coefficient d'absorption
Matériaux	-Béton brute	0,6
	-Plâtre	0,07
	-Brique rouge	0,55
	-Ardoise	0,89
Peintures à l'huile	-Noire	0,9
	-Blanc cassé	0,3-0,35
	-Gris clair	0,55
	-Rouge	0,74
	-Jaune paille	0,45
Peintures Cellulosiques	-Bleu ciel	0,88
	-Bleu foncé	0,91
	-Turquoise	0,84
	-Marron	0,79
	-Vert	0,79
	-Vert sombre	0,88

	-Orange	0,41
	-Rouge foncé	0,57
	-Rouge vif	0,44
	-Blanche	0,12

Rayonnement grande longueur d'onde :

Le flux total grande longueur d'onde reçu par une paroi est la résultante du flux provenant de la voûte céleste et du flux provenant des objets environnants supposé à la température extérieure

Le flux échangé entre la surface d'une paroi et la voûte céleste est donné par :

$$\phi_{GLO} = \varepsilon\sigma_0 \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) (T_C^4 - T_{SE}^4) + \varepsilon\sigma_0 \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) (T_{AE}^4 - T_{SE}^4) \quad 4-35$$

ε étant l'émissivité de la paroi et β l'inclinaison de la paroi par rapport à l'horizontal.

Ce flux peut être linéarisé et représenté sous la forme :

$$\phi_{GLO} = h_{rc}(T_C - T_{SE}) + h_{re}(T_{AE} - T_{SE}) \quad 4-36$$

4-4 Transfert de chaleur à travers les ponts thermiques

Tout le monde est convaincu de la nécessité d'une bonne isolation des habitations. L'isolation sert essentiellement à limiter les pertes par transmission. Une ouverture dans un bâtiment provoquerait une déperdition qui est indésirable en hivers et créerait un gain de chaleur dans le bâtiment en été. L'équivalent de cette ouverture pour le bâtiment est le pont thermique. Un pont thermique est un trou dans l'isolation thermique par lequel s'échappe la chaleur. Les pertes de chaleur au niveau des ponts thermiques est plus accentué sur les parois thermiquement isolées. Ces ponts thermiques présentent plusieurs inconvénients à savoir la hausse de la consommation d'énergie en période d'hivers car l'air froid qui entre dans le bâtiment doit être réchauffé et en période d'été l'air chaud qui entre dans le bâtiment doit être refroidit. Les ponts thermiques sont donc bidirectionnels.

L'air ambiant dans une pièce a toujours un certain degré d'humidité. Cette humidité a tendance à se déposer sur des endroits plus froids. L'humidité qui se dépose sur un pont thermique est bien entendu une source de problème : moisissure, atteinte des murs etc. Un pont thermique froid en hivers est en été. Cela signifie qu'il peut contribuer à réchauffer le bâtiment pendant les journées chaudes de l'été.

Les figures ci-dessous représentent le transfert de chaleur à travers trois différents types de ponts thermiques.

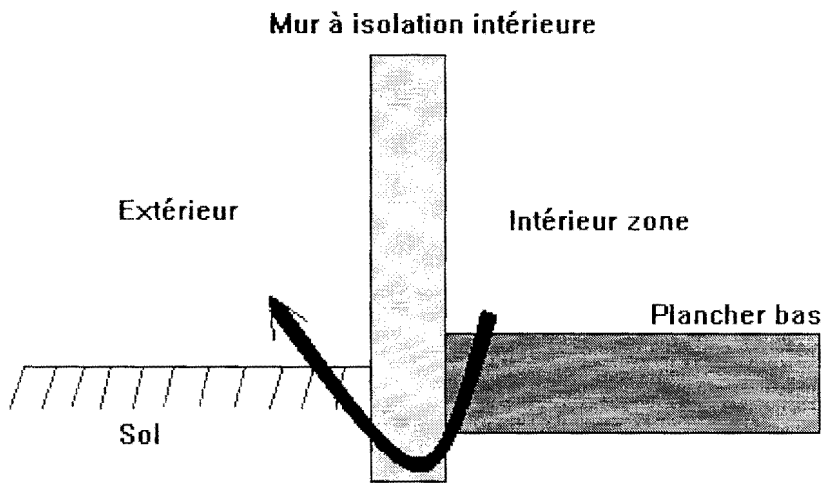


Figure 4-4 : Liaison bâtiment sol

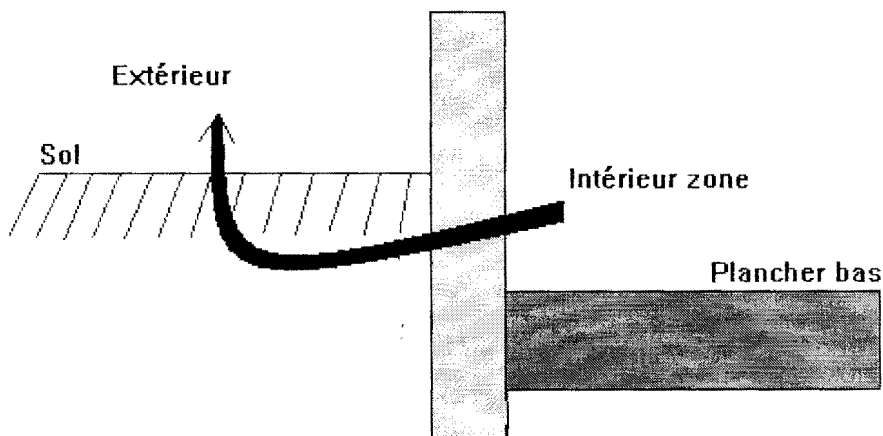


Figure 4-5: Liaison avec mur semi enterré

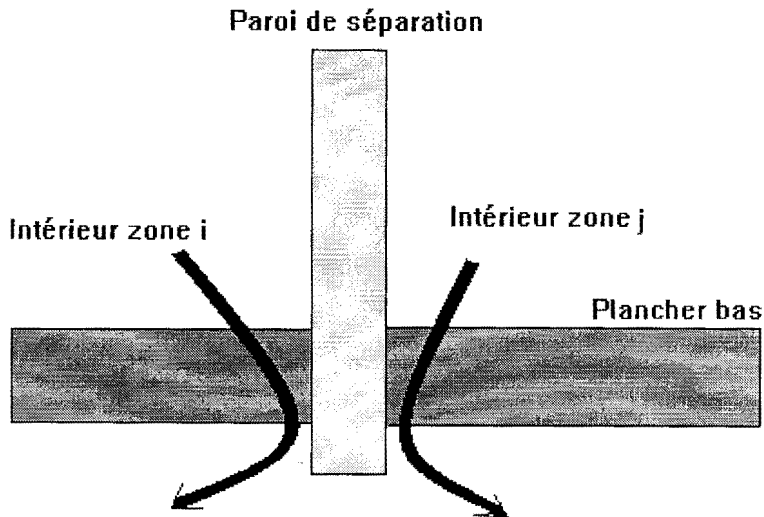


Figure 4-6: Liaison avec un mur séparation

4-5 Transfert à travers le plancher bas

Le plancher bas d'une zone thermique est soit en contact avec le sol soit avec un vide sanitaire ou avec une autre zone thermique si la zone thermique est un étage. Dans le cas où le plancher bas se repose sur le sol, on utilise le fait que la température du sol est connue à partir d'une certaine profondeur. C'est une fonction périodique de période une année, c'est pour cette raison que sa variation pendant une journée est négligeable. Dans ce cas de figure la température du sol est considérée constante pour une journée donnée.

L'évolution de cette température est modélisée par l'équation suivante :

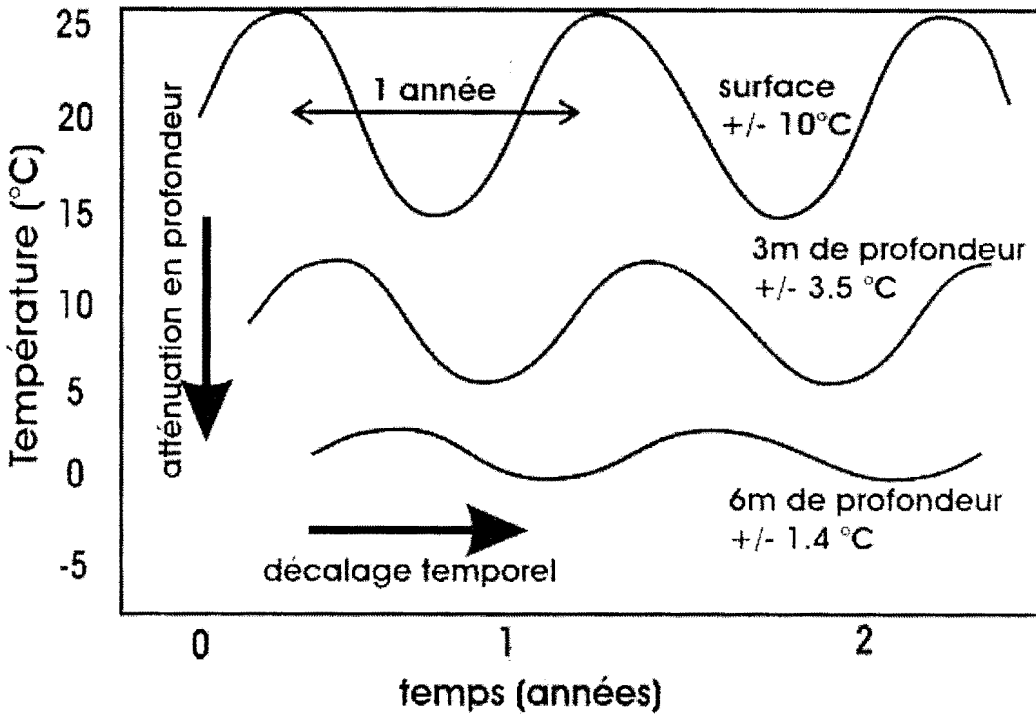
$$T(x,t) = \bar{T} + A \exp\left(-x \sqrt{\frac{\pi}{\alpha t_0}}\right) \cos\left(\frac{2\pi}{t_0} t - x \sqrt{\frac{\pi}{\alpha t_0}}\right) \quad 4-37$$

Où x représente la profondeur sous la surface et α la diffusivité thermique du sol

$$\alpha = \frac{K}{C_p}$$

L'amplitude d'une variation de température à la surface du sol correspond généralement à l'amplitude d'une variation correspondante de la température de l'air extérieur. Les températures du sol sont généralement constantes au cours de l'année pour des profondeurs supérieures à 5 et 6m. La température moyenne annuelle du sol est presque constante avec la

profondeur. Elle augmente d'environ de 1°C par 50m à cause de la chaleur géothermique provenant du centre de la terre.



4-6 Transfert à travers les vitrages

Le transfert de chaleur est instantané au niveau des vitres à cause de leur faible inertie

Le flux de chaleur à travers ces vitres est déterminé par :

$$\Phi_{pv} = U \cdot S (T_{ext} - T_{int}) \quad 4-38$$

S étant la surface de la baie vitrée, U le coefficient global de transfert de chaleur qui est déterminé par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{cv,ext}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{cv,int}}} \quad 4-39$$

e est l'épaisseur de la vitre et λ sa conductivité thermique.

$h_{cv,ext}$ et $h_{cv,int}$ les coefficients de transfert convectifs sur les surfaces extérieures et intérieures.

4-7 Transfert de chaleur dû aux infiltrations

L'enveloppe d'un bâtiment n'étant pas étanche à l'air, il y a un flux de chaleur qui s'infiltré.

Ce flux dû aux infiltrations est donné par :

$$\Phi_{\text{inf}} = Q_{\text{inf}} \cdot C_{pa} (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad 4-40$$

Où C_{pa} est la chaleur massique de l'air et $Q_{\text{inf}} = \rho_a ACH$; ρ est la masse volumique de l'air et ACH (Air Change) est le taux de renouvellement d'air. Le taux de renouvellement d'air dépend du nombre d'ouvertures. On a estimé le taux de renouvellement d'air à trois volumes d'air par heure dans le cas où toutes les portes et fenêtres sont fermées.

Pour des fenêtres ouvertes le taux de renouvellement d'air dépend de la ventilation.

- $V_e \leq 0,12\text{m/s}$ correspond à une ventilation faible dans le local et $ACH = 2$ vol/heure
- $0,12 < V_e \leq 2\text{m/s}$ correspond à une ventilation moyenne et $ACH = 5$ vol/heure.
- $V_e > 2\text{m/s}$ correspond à une forte ventilation et $ACH = 10$ vol/heure.

Dans le cas d'un bâtiment multizone l'infiltration se fait aussi entre les différentes zones. Cette infiltration est plus importante s'il existe des ouvertures (porte) au niveau des parois de séparation.

La quantité de chaleur infiltrée dans une zone i et provenant de la zone adjacente j est donnée par :

$$\Phi_{\text{inf}} = Q_{\text{inf}} \cdot C_{pa} (T_{\text{int } j} - T_{\text{int } i}) \quad 4-41$$

4-8/ Apports internes de chaleur

Les apports calorifiques ayant leur source à l'intérieur d'un local prennent la forme de dégagement de chaleur sensible et de chaleur latente. Les principales sources de chaleur sont les suivantes :

- Occupants (chaleur sensible et chaleur latente)
- Apport électriques : éclairage, moteurs, appareils électriques (chaleur sensible)
- Sources calorifiques diverses (cuisine) (chaleur sensible et chaleur latente)

Les apports sensibles sont dissipés de manière convective et radiative dans des proportions variables selon leur origine.

4-8-1/ Les Occupants

La chaleur dégagée par un individu est la somme d'une énergie sensible et d'une chaleur latente liée au métabolisme de la respiration et de l'évaporation cutanée. Cette chaleur dépend de l'habillement, de l'activité du sujet et de la température ambiante. La proportion de la part latente croît avec la température sèche de l'ambiance.

Tableau 4-5: Charge internes en fonction de l'activité des occupants

Activité du sujet	Puissance dissipée (Watts)	Don sous forme sensible à 19°C
Assis au repos	114	86
Debout au repos	174	99
Marche	232	126
Marche rapide	406	189

Le scénario d'occupation utilisé pour la simulation est le suivant :

De huit heures du matin à dix huit heures le bâtiment est abandonné à lui-même et de dix huit heures au petit matin on considère que la chambre est occupée en moyenne par quatre personnes.

4-8-2/ Appareillage électrique

L'éclairage constitue la principale source électrique dans les logements. Dans le tertiaire, les appareillages spécifiques contribuent également à la charge interne : Les machines à écrire, photocopieuses, moteurs, ventilateurs. Nous allons considérer pour l'habitat social les appareils comme :

- Téléviseur
- Lampe à incandescence ou lampe à néon

qui fonctionnent en moyenne six heures par jour.

Le scénario de fonctionnement des appareils électriques est le suivant :

- Le téléviseur fonctionne de 18 heures à 00 heures.
- Les lampes sont allumées de 18 heures à 00 heures.

Chapitre 5

Analogie Thermique – Electricité

Les problèmes de la thermique du bâtiment étant généralement très complexes à cause de la non linéarité des équations et du nombre d'équations élevé, il est nécessaire de recourir à des méthodes qui peuvent nous permettre de réduire le nombre d'équations et de les linéariser. Parmi ces méthodes on note l'analogie thermique électricité qui nous permet de représenter les transferts thermiques dans le bâtiment sous la forme d'un circuit électrique. Les correspondances entre les grandeurs thermiques et les grandeurs électriques sont représentées dans le tableau suivant :

Tableau 5-1: Correspondance entre grandeurs thermiques et électriques

Grandeurs thermiques	Grandeurs électriques
Température	Potentiel
Flux de chaleur	Courant
Résistance thermique	Résistance électrique
Capacité thermique	Capacité électrique

Les modèles simples reproduisant de manière précise la réalité sont obtenus à partir de modèles complexes. Comme les températures des nœuds à l'intérieur des parois ne sont pas nécessaires il est possible d'obtenir directement un modèle simplifié et précis. L'avantage de cette méthode est de réduire le nombre de variables du problème et d'améliorer le temps de calcul. Pour l'analogie thermique électricité plusieurs modèles ont été utilisés, à savoir :

- le modèle 3R4C qui consiste à représenter le mur par trois résistances et quatre capacités
- Le modèle 3R2C qui consiste à remplacer le mur par trois résistances et deux capacités qui sont implantées à l'intérieur du mur
- Le modèle 1R2C qui consiste à remplacer le mur par une résistance et deux capacités qui sont implantées aux surfaces latérales du mur.

Dans tous ces modèles les échanges convectifs extérieurs et intérieurs sont représentés par le modèle linéaire 1R.

Le modèle que nous avons choisi est le modèle 1R2C où R représente la résistance thermique totale de la paroi et les deux capacités seront implantées en surface. Ce modèle

permet de réduire le nombre de nœuds et par conséquent le nombre d'équations à résoudre diminue considérablement sans influencer la précision de nos résultats.

En supposant qu'à chaque instant que la répartition des températures est linéaire, on obtient :

$$\delta Q = \sum_{K=1}^{N_c} \rho_K c_K e_K (1 - \beta_K) dT_{SE} + \sum_{K=1}^{N_c} \rho_K c_K e_K \beta_K dT_{SI} \quad 5-1$$

L'utilisation du modèle électrique 1R2C permet d'écrire :

$$\delta Q = C_E dT_{SE} + C_I dT_{SI} \quad 5-2$$

Les capacités au nœuds extérieur et intérieur sont donc données respectivement par :

$$C_E = \sum_{K=1}^{N_c} \rho_K c_K e_K (1 - \beta_K) \quad 5-3$$

$$C_I = \sum_{K=1}^{N_c} \rho_K c_K e_K \beta_K \quad 5-4$$

Où e_K , ρ_K et c_K représentent respectivement l'épaisseur, la masse volumique et la chaleur massique de la couche K.

$$\beta_K = K \left(\left(\frac{R_K}{2} \right) + \sum_{j=1}^{K-1} R_j \right) \quad 5-5$$

Avec $R_K = \frac{e_K}{\lambda_K}$ et $K = \frac{1}{\sum_{K=1}^{N_c} R_K}$

N_c étant le nombre de couches de la paroi.

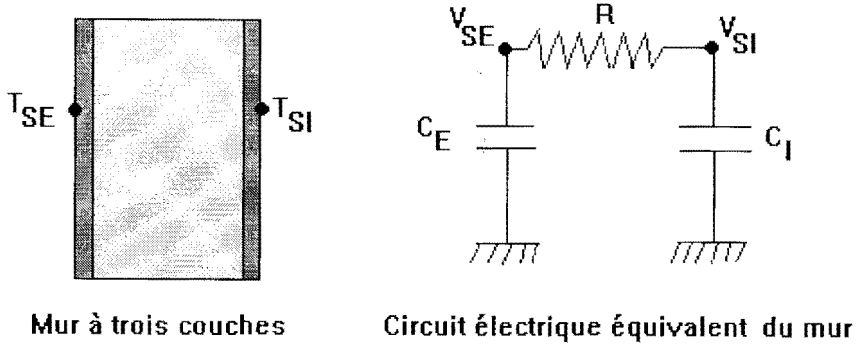


Figure 5-1 Modèle analogique d'une paroi opaque

5-1 Modèle d'une paroi extérieure

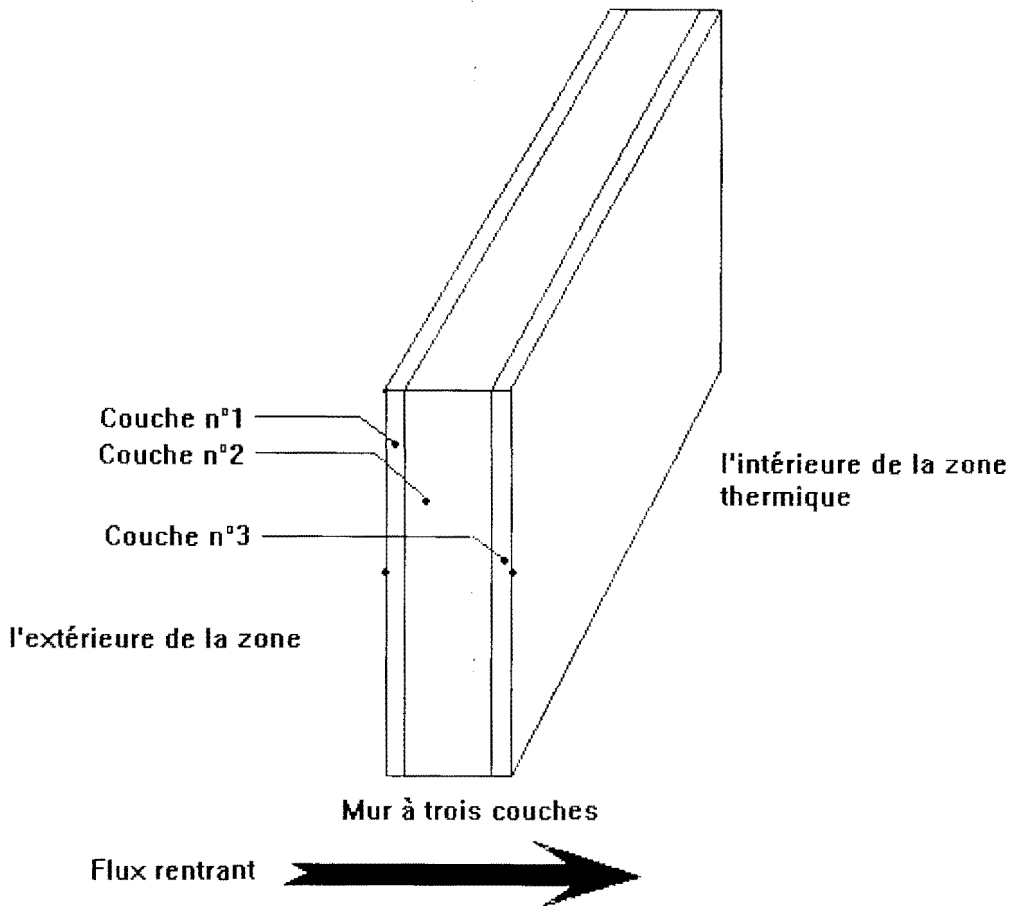
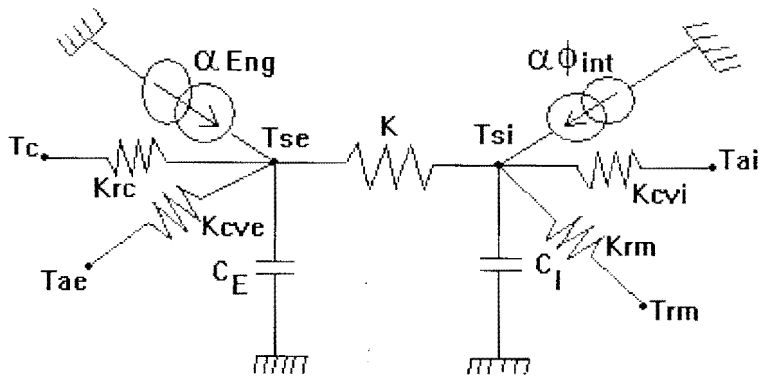


Figure 5-2 Paroi opaque à trois couches



Circuit électrique équivalent d'une paroi opaque extérieure

Figure 5-3 Modèle analogique d'une paroi opaque extérieure

La loi de Kirchhoff appliquée aux nœuds surfaciques extérieurs et intérieurs nous donne respectivement les deux équations :

$$C_E \frac{\partial T_{se}}{\partial t} = K_{cve}(T_{ae} - T_{se}) + K_{rc}(T_c - T_{se}) + K(T_{si} - T_{se}) + \alpha Eng \quad 5-6$$

$$C_I \frac{\partial T}{\partial t} = K_{rm}(T_{rm} - T_{si}) + K_{cvi}(T_{ai} - T_{si}) + K(T_{se} - T_{si}) + \alpha \Phi_{int} \quad 5-7$$

$$K = \sum_{i=1}^5 K_{pe}(i) S_{pe}(i)$$

$$C_E = \sum_{i=1}^5 C_E(i) S_{pe}(i)$$

$$C_I = \sum_{i=1}^5 C_I(i) S_{pe}(i)$$

$K_{pe}(i)$ est la conductance de la paroi extérieure i en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$S_{pe}(i)$ surface de la paroi extérieure i en m^2 .

$C_E(i)$ capacité extérieure de la paroi extérieure i en $J/m^2 \cdot ^\circ C$

$C_I(i)$ capacité intérieure de la paroi extérieure i en $J/m^2 \cdot ^\circ C$

Où K_{cve} désigne la conductance représentant le coefficient de transfert convectif entre l'air extérieur et la paroi extérieure.

K_{rc} désigne la conductance représentant le coefficient de transfert radiatif entre le ciel et la paroi extérieure.

K désigne la conductance thermique de la paroi extérieure.

K_{rm} désigne la conductance représentant le coefficient de transfert radiatif entre la paroi extérieure et le reste des parois de la zone thermique.

K_{cvi} désigne la conductance représentant le coefficient de transfert convectif entre l'air intérieur et la surface intérieure de la paroi.

C_E et C_I représentent respectivement les capacités implantées aux nœuds des surfaces extérieures et intérieures de la paroi.

5-2 Modèle d'une paroi de séparation

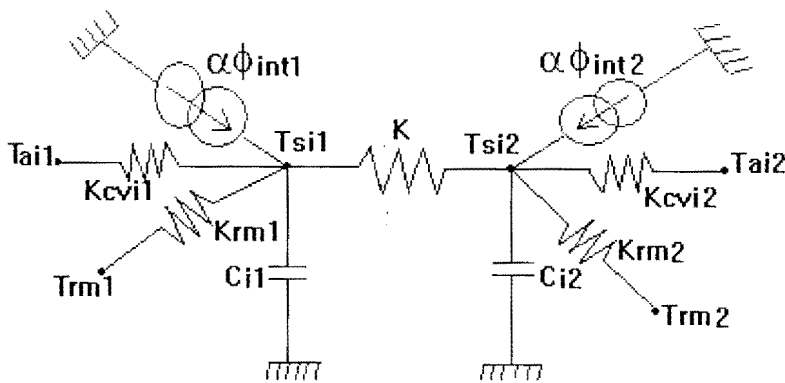


Figure 5-4 Modèle analogique d'une paroi opaque de séparation

La paroi de séparation est une paroi qui sépare deux zones thermiques adjacentes. Par l'intermédiaire de cette paroi la température d'une zone thermique peut influencer la température de l'autre zone adjacente. C'est cette paroi qui assure le couplage entre les zones thermiques. L'application de la deuxième loi de Kirchhoff aux nœuds surfaciques de la paroi de séparation nous donne :

$$C_{i1} \frac{dT_{Si1}}{dt} = K_{Cvi1} (T_{ai1} - T_{Si1}) + K_{rm1} (T_{rm1} - T_{Si1}) + K (T_{Si2} - T_{Si1}) + \alpha \phi_{int1} \quad 5-8$$

$$C_{i2} \frac{dT_{Si2}}{dt} = K_{Cvi2} (T_{ai2} - T_{Si2}) + K_{rm2} (T_{rm2} - T_{Si2}) + K (T_{Si1} - T_{Si2}) + \alpha \phi_{int2} \quad 5-9$$

D'après la méthode de résolution adoptée les températures les zones adjacentes sont supposées connues de ce fait la capacité externe de la paroi de séparation ne sera pas représentée.

$$K = K_{PS} S_{PS}$$

$$C_{PI} = C_{PS} S_{PS}$$

K_{PS} est la conductance d'une paroi de séparation en $W/m^2 \cdot ^\circ C$

S_{PS} est la surface de la paroi de séparation en m^2 .

C_{PS} capacité interne de la paroi de séparation en $J/m^2 \cdot ^\circ C$

5-3 Modèle d'une paroi intérieure

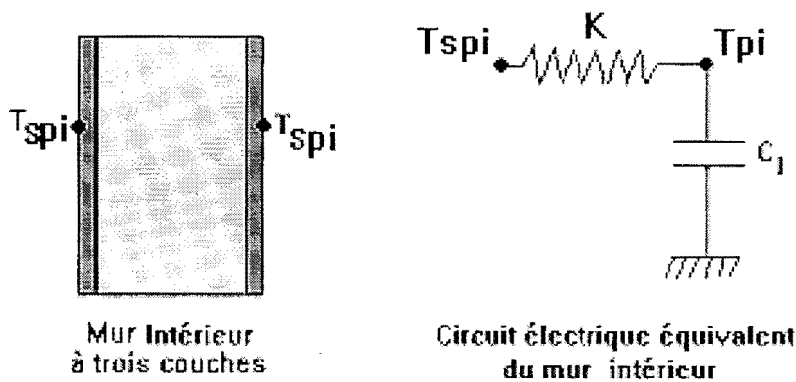


Figure 5-5 Modèle analogique d'une paroi opaque intérieure

Par raison de symétrie la paroi intérieure est représentée par le modèle analogique 1RIC c'est à dire une résistance et une capacité. Elle est sollicitée de manière identique sur chacune de ses deux faces car elle située dans une zone où la température est supposée uniforme. Elle peut être utilisée soit pour modéliser un cloison ou bien pour modéliser la chaleur absorbée par les meubles.

$$K = 4K_{pi} S_{pi}$$

Où

K_{pi} est la conductance totale des parois internes

S_{pi} surface des parois internes

$$C_i = C_{pi} S_{pi}$$

C_{pi} est la capacité des parois internes en $J/m^2 \cdot ^\circ C$

5-4 Modèle électrique du plancher bas

Le plancher bas peut soit être en contact avec le sol soit avec l'air extérieur dans le cas d'un vide sanitaire.

Dans le cas où le plancher bas est en contact avec le sol le circuit électrique équivalent est donné à la figure ci-dessous. On suppose que la température est connue à partir d'une certaine profondeur. Pour les mêmes propriétés du sol la température peut être assimilée à une fonction périodique de période une année. La période étant très grande on considère la variation de la température négligeable pendant une durée de vingt et quatre heures. Pour une journée donnée la température du sol à une certaine profondeur est connue et constante.

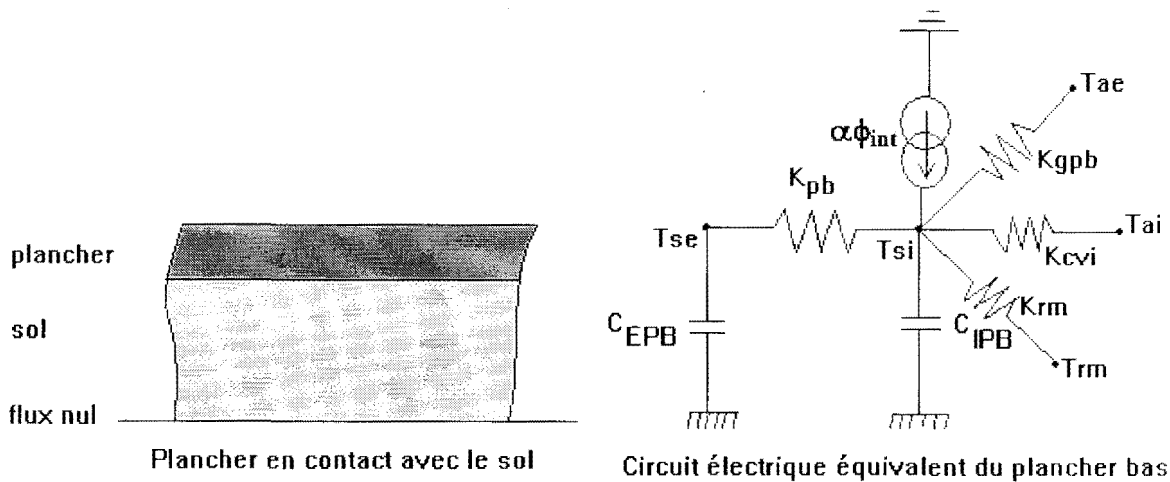


Figure 5-6 Modèle analogique du plancher bas

Le transfert à travers le sol est régi par la deuxième loi de Kirchhoff appliquée au nœud de surface intérieure du plancher.

$$C_{IPB} \frac{dT_{si}}{dt} = K_{pb}(T_{se} - T_{si}) + K_{gpb}(T_{ae} - T_{si}) + K_{cvi}(T_{ai} - T_{si}) + K_{rm}(T_{rm} - T_{si}) + \alpha\phi_{int} \quad 5-10$$

$$C_{EPB} = C_{epb} S_{pb}$$

$$C_{IPB} = C_{ipb} S_{pb}$$

C_{epb} est la capacité extérieure du plancher bas en $J/m^2 \cdot ^\circ C$

C_{ipb} est la capacité intérieure du plancher bas en $J/m^2 \cdot ^\circ C$

S_{pb} est la surface du plancher bas en m^2

5-5 Modèle électrique des vitres

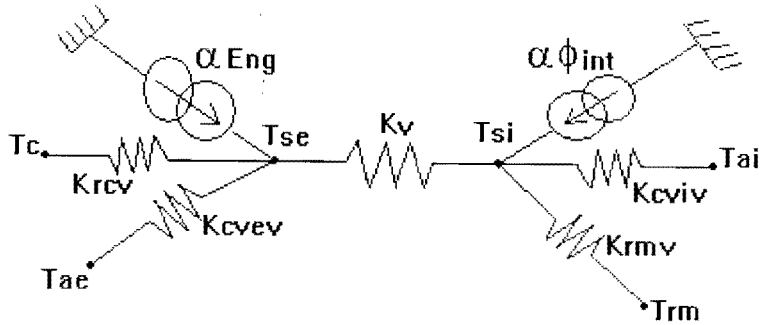


Figure 5-7 Modèle analogique d'une vitre

Au nœud extérieur de la vitre on a :

$$K_V(T_{si} - T_{se}) + K_{rcv}(T_C - T_{se}) + K_{cvev}(T_{ae} - T_{se}) + \alpha Eng = 0 \quad 5-11$$

Au nœud intérieur de la vitre on a :

$$K_V(T_{se} - T_{si}) + K_{cviv}(T_{ai} - T_{si}) + K_{rmv}(T_{rm} - T_{si}) + \alpha \phi_{int} = 0 \quad 5-12$$

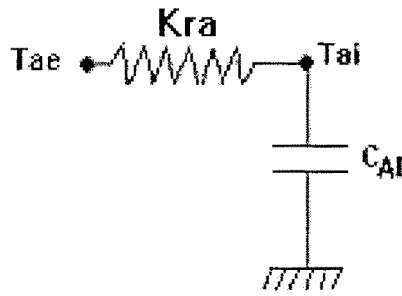
Il y a possibilité de définir 5 vitrages différents pour pouvoir calculer le flux solaire transmis dans la zone thermique. La conductance totale du vitrage est définie par :

$$K_V = \sum_{i=1}^5 K_V(i) S_V(i)$$

$K_V(i)$ est la conductance du vitrage i ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

$S_V(i)$ surface du vitrage i en m^2

5-6 Modèle analogique du renouvellement d'air



**Circuit électrique équivalent
du renouvellement d'air**

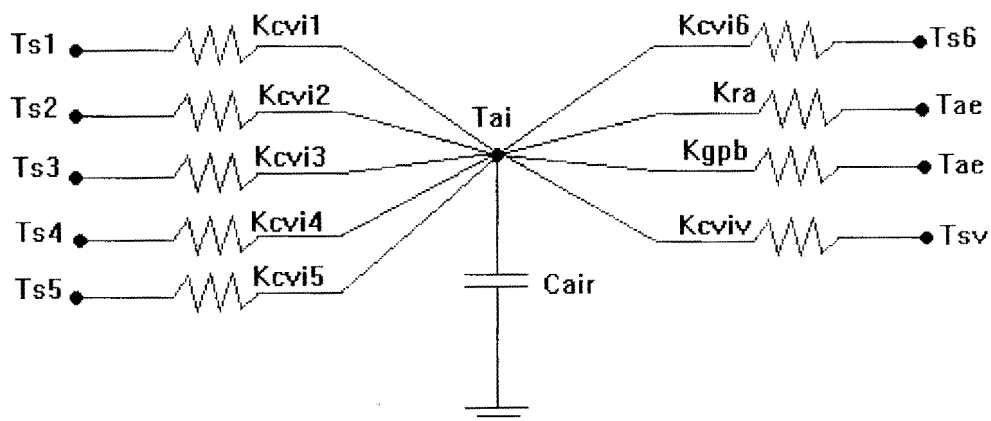
Figure 5-8 Modèle analogique du renouvellement d'air

Le bâtiment n'étant pas étanche à l'air, il existe en son sein un renouvellement d'air entre le local considéré et l'extérieur ou bien entre le local et les zones adjacentes. L'air qui pénètre dans le local apporte une certaine quantité d'énergie qui est modélisée par :

$$Q = \rho_{air} C_{air} ACH (T_{ext} - T_{int}) \quad 5-13$$

Où ACH représente le taux de renouvellement d'air qui dépend de la ventilation du local.

5-7 Modèle analogique de l'air intérieur d'une zone thermique



Modèle Analogique de l'air intérieur pour une zone thermique

Figure 5-9 Modèle analogique d'une paroi opaque

L'équation de Kirchhoff au nœud de l'air intérieur nous donne le bilan d'enthalpie de l'air de la zone considérée. On fait l'hypothèse de d'air transparent au rayonnement solaire. En réalité l'air est un milieu semi transparent, la quantité de chaleur négligée en faisant cette hypothèse est restituée à l'air dans la convection car les coefficients convectifs sont fonction du gradient de température entre les surfaces des murs et l'air intérieur. Lorsque le rayonnement pénètre dans le local, les surfaces intérieures des parois sont réchauffées ce qui augmente le gradient de température entre ces surfaces et l'air intérieur. Cette augmentation de l'écart de température entraîne l'augmentation du coefficient de convection et celle du flux convectif.

$$C_{air} \frac{dT_{ai}}{dt} = \sum_{j=1}^{N_{pv}} K_{cvij} (T_{sj} - T_{ai}) + \sum_{j=1}^{N_{ps}} K_{cvij} (T_{svj} - T_{ai}) + K_{gpb} (T_{ac} - T_{ai}) + K_{ra} (T_{ac} - T_{ai}) + Q_{int} \quad 5-14$$

Le volume d'air étant supposé isotherme, est représenté par une capacité C_{air} donnée par :

$$C_{air} = \rho_{air} C_{ma} V_{air}$$

V_{air} est le volume d'air dans le local en m^3

C_{ma} est la chaleur massique de l'air du local en $J/kg \cdot ^\circ C$.

ρ_{air} est la masse volumique de l'air en kg/m^3

5-8 Modèle du bâtiment mono zone

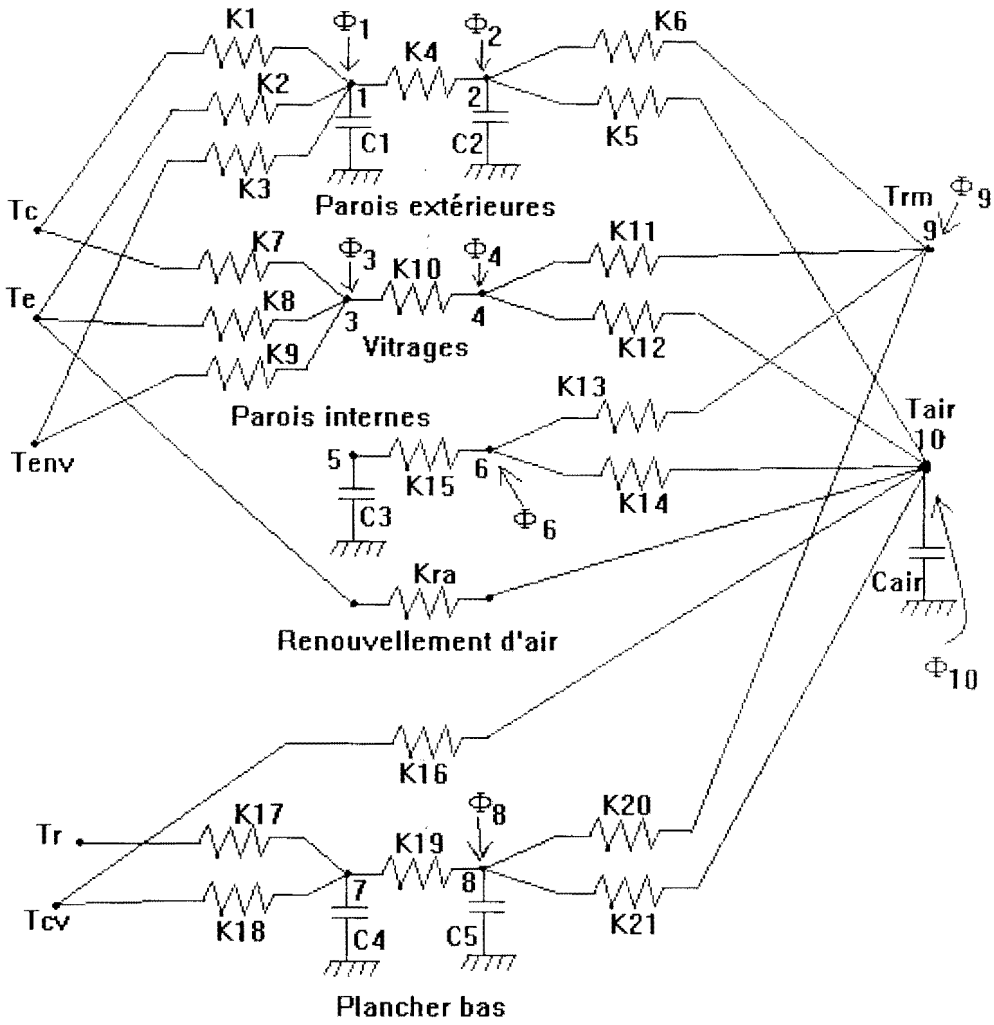


Figure 5-10 Modèle analogique d'un bâtiment monozone

Φ_1 est le flux solaire absorbé par la face externe des parois opaques extérieures (W/m^2).

$$\Phi_1 = \sum_{i=1}^5 \alpha_{pe}(i) S_{pe}(i) [\varphi_C(pe(i)) + \varphi_D(I_{pe(i)}) + \varphi_S(pe(i))] \quad 5-15$$

$\alpha_{pe}(i)$ est le coefficient d'absorption CLO direct et diffus côté extérieur

$\varphi_D(I_{pe(i)})$ est la densité de flux solaire direct arrivant sur la paroi extérieure i .

$$\varphi_D(I_{pe(i)}) = \varphi_{dir} \cos(I_{pe(i)}) \quad 5-16$$

$$\varphi_C(pe(i)) = \varphi_{dif} F_{pe}(i) \quad 5-17$$

$$\varphi_S(pe(i)) = Alb(\varphi_{dirHz} + \varphi_{dif})(1 - F_{pe}(i)) \quad 5-18$$

Φ_2 est le flux solaire absorbé par la face interne des parois opaques extérieures (W/m²).

$$\Phi_2 = \sum_i (S_{pe}(i) / S_T) (\varphi_{Tdif} + (1 - \alpha_{pb}) \varphi_{Tdir}) \quad 5-19$$

S_T est la surface totale intérieure de la zone thermique, elle est donnée par :

$$S_T = \sum_{i=1}^5 (S_v(i) + S_{pe}(i) + S_{ps}(i)) + S_{pb} + 2S_{pi} \quad 5-19$$

Φ_3 est le flux solaire absorbé par la face externe des parois vitrées (W/m²).

$$\Phi_3 = \sum_{i=1}^5 \alpha(i) S_v(i) [\varphi_C(v(i)) + \varphi_D(I_{v(i)}) + \varphi_S(v(i))] \quad 5-20$$

$\alpha_v(i)$ est le coefficient d'absorption CLO direct et diffus

Φ_4 est le flux solaire absorbé par la face interne des parois vitrées (W/m²).

$$\Phi_4 = [(\sum_i \alpha_v(i) S_v(i)) / S_T] [\varphi_{Tdif} + (1 - \alpha_{pb}) \varphi_{Tdir}] \quad 5-21$$

Φ_6 est le flux solaire absorbé par les deux faces des parois intérieures (W/m²).

$$\Phi_6 = (2S_{pi} / S_T) [\varphi_{Tdif} + (1 - \alpha_{pb}) \varphi_{Tdir}] \quad 5-22$$

Φ_8 est le flux solaire absorbé par la face interne du plancher bas (W/m²).

$$\Phi_8 = \alpha_{pb} \varphi_{Tdir} + (S_{pb} / S_T) [\varphi_{Tdif} + (1 - \alpha_{pb}) \varphi_{Tdir}] \quad 5-23$$

Φ_9 est la partie radiative de la charge interne du local.

Φ_{10} est la partie convective de la charge interne du local.

T_c température de la voûte céleste

T_e température de l'air extérieur

T_{env} température du milieu environnant.

L'application de la première loi de Kirchhoff (loi des nœuds) aux différents nœuds du circuit conduit au système d'équations différentielles suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 \frac{dT_1}{dt} = K_1(T_c - T_1) + K_2(T_e - T_1) + K_3(T_{env} - T_1) + K_4(T_2 - T_1) + \phi_1 \\ C_2 \frac{dT_2}{dt} = K_4(T_1 - T_2) + K_5(T_{air} - T_2) + K_6(T_{rm} - T_2) + \phi_2 \\ 0 = K_7(T_6 - T_3) + K_8(T_e - T_3) + K_9(T_{env} - T_3) + K_{10}(T_4 - T_3) + \phi_3 \\ 0 = K_{11}(T_{rm} - T_4) + K_{12}(T_{10} - T_4) + K_{10}(T_3 - T_4) + \phi_4 \\ C_3 \frac{dT_5}{dt} = K_{15}(T_6 - T_5) \\ 0 = K_{15}(T_5 - T_6) + K_{13}(T_{rm} - T_6) + K_{14}(T_{air} - T_6) + \phi_6 \\ C_4 \frac{dT_7}{dt} = K_{17}(T_r - T_7) + K_{18}(T_{cv} - T_7) + K_{19}(T_8 - T_7) \\ C_5 \frac{dT_8}{dt} = K_{19}(T_7 - T_8) + K_{20}(T_{rm} - T_8) + K_{air}(T_{air} - T_8) + \phi_8 \\ 0 = K_6(T_2 - T_{rm}) + K_{11}(T_4 - T_{rm}) + K_{13}(T_6 - T_{rm}) + K_{20}(T_8 - T_{rm}) + \phi_{rm} \\ C_{air} \frac{dT_{air}}{dt} = K_5(T_2 - T_{air}) + K_{12}(T_4 - T_{air}) + K_{14}(T_6 - T_{air}) + K_{air}(T_e - T_{air}) + K_{16}(T_{cv} - T_{air}) + K_{21}(T_8 - T_{air}) + \phi_{10} \end{array} \right.$$

La résolution de ce système non linéaire n'étant pas facile on peut recourir à des méthodes numériques qui nous permettrons de linéariser le système et de le résoudre sans commettre beaucoup d'erreurs. La résolution s'effectue par la méthode des différences finies en utilisant un schéma implicite pur qui est inconditionnellement stable.

$$[A](T^{n+1}) = (T^n) + (S^{n+1})$$

Où (S^n) représente le vecteur sollicitations à l'instant n, (T^n) le vecteur température et $[A]$ la matrice de transfert qui est fonction des propriétés thermophysiques des parois du bâtiment.

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdot & \cdot & \cdot & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdot & \cdot & \cdot & a_{2n} \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdot & \cdot & \cdot & a_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1^{n+1} \\ T_2^{n+1} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ T_n^{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_1^n \\ T_2^n \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ T_n^{n+1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} S_1^n \\ S_2^n \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ S_n^n \end{pmatrix}$$

La résolution de ce système nécessite l'initialisation des inconnues T_1, T_2, \dots, T_n et on procédera par itérations. Le programme de résolution doit tourner jusqu'à ce que le système converge. La rapidité de la convergence du système dépend de la méthode de résolution du problème. Plusieurs méthodes de résolution existent mais notre objectif est d'en choisir la méthode la plus rapide.

Méthode de Gauss-Jordan

Après l'initialisation des températures on peut écrire le système sous la forme la forme matricielle

$$(\mathbf{A})[T] = [S]$$

La procédure de résolution est la suivante :

$$A^{(0)} = A \text{ et } a_{i,n+1}^{(0)} = y_i$$

Pour $k = 0$ à $n-1$:

$$\left. \begin{array}{l} i = k + 1 \\ j = k + 1 \text{ à } n + 1 \end{array} \right\} \Rightarrow a_{k+1,j}^{(k+1)} = a_{k+1,j}^{(k)} / a_{k+1,k+1}^{(k)}$$

$$\left. \begin{array}{l} i = 1 \text{ à } n \\ i \neq k + 1 \\ j = k + 1 \text{ à } n + 1 \end{array} \right\} \Rightarrow a_{i,j}^{(k+1)} = a_{i,j}^{(k)} - a_{i,k+1}^{(k)} \cdot a_{k+1,j}^{(k+1)}$$

$$x_i = a_{i,n+1}^{(n)}$$

Le nombre d'opérations nécessaires pour résoudre le système est environ $n^3/2$ si n est grand (disons $n \geq 10$). La difficulté de la méthode provient du fait que dans chaque étape on divise la ligne par l'élément du pivot. Ceci n'est pas possible si cet élément est nul. Plus généralement des difficultés surviennent lorsque l'élément pivot est petit, car les erreurs d'arrondi sont alors relativement importantes et affectent toute la suite des opérations. Les programmes optimisés

intervertissent les colonnes de façon à placer en pivot le terme le plus élevé de la ligne. On peut aussi intervertir à la fois les lignes et les colonnes pour placer en pivot le terme de coefficient le plus élevé de la matrice entière.

Parmi les méthodes on note aussi la méthode de Gauss qui consiste à triangulariser la matrice A au lieu de la diagonaliser : à chaque étape, au lieu de faire apparaître des zéros dans toute une colonne, on ne les fait apparaître qu'en dessous de la diagonale, ce qui supprime tous les calculs relatifs aux termes situés au dessus de la diagonale.

Méthode de Gauss

Première étape

Triangularisation de la matrice A :

$$A^{(0)} = A \quad \text{et} \quad a_{i, n+1}^{(0)} = y_i$$

Pour $k=0$ à $n-1$:

$$\left. \begin{array}{l} i = k + 1 \\ j = k + 2 \text{ à } n + 1 \end{array} \right\} \Rightarrow a_{k+1, j}^{(k+1)} = a_{k+1, j}^{(k)} / a_{k+1, k+1}^{(k)}$$

$$\left. \begin{array}{l} i = k + 2 \\ j = k + 1 \text{ à } n + 1 \end{array} \right\} \Rightarrow a_{ij}^{(k+1)} = a_{ij}^{(k)} - a_{i, k+1}^{(k)} \cdot a_{k+1, j}^{(k+1)}$$

Deuxième étape

Résolution du système triangulaire :

A la fin de la première étape, on obtient une matrice triangle que nous écrirons, pour

simplifier les notations : $A^{(n)} = R = \{r_{ij}\}$. Il faut donc résoudre le système :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 + r_{12}x_2 + \dots + r_{1, n-1}x_{n-1} + r_{1n}x_n = z_1 \\ \quad x_2 + \dots + r_{2, n-1}x_{n-1} + r_{2n}x_n = z_2 \\ \quad \quad x_{n-1} + r_{n-1}x_n = z_{n-1} \\ \quad \quad \quad x_n = z_n \end{array} \right.$$

$$z_i = a_{i, n+1}^{(n)}$$

On obtient de proche en proche x_n, x_{n-1}, \dots, x_1 :

$$\begin{cases} x_n = z_n \\ x_j = z_j - \sum_{k=j+1}^n (r_{jk} x_k) \end{cases} \quad j = n-1 \text{ à } 1$$

Le nombre total d'opérations nécessitées par les méthodes de Gauss, y compris la résolution du système triangulaire, est environ $n^3/3$ si $n \geq 10$.

Par suite pour les grands systèmes, elle est environ 1,5 fois plus rapide que la méthode de Gauss-Jordan, il convient donc de l'utiliser dans ce cas. Par contre, la méthode de Gauss est moins simple à programmer à cause de la résolution du système triangulaire .

5-9 Modèle analogique d'un bâtiment multizone

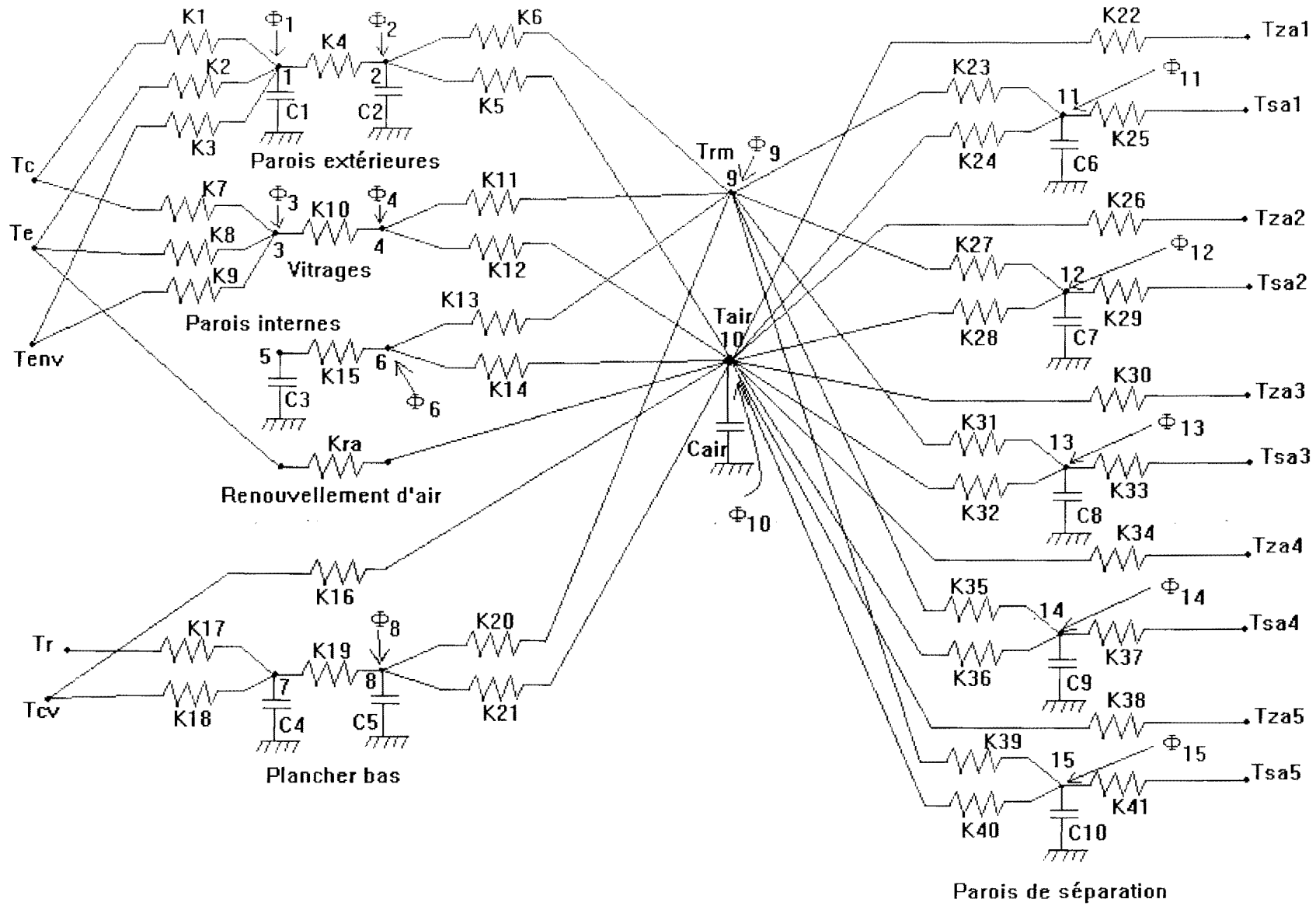


Figure 5-11 Modèle analogique d'un bâtiment multizone

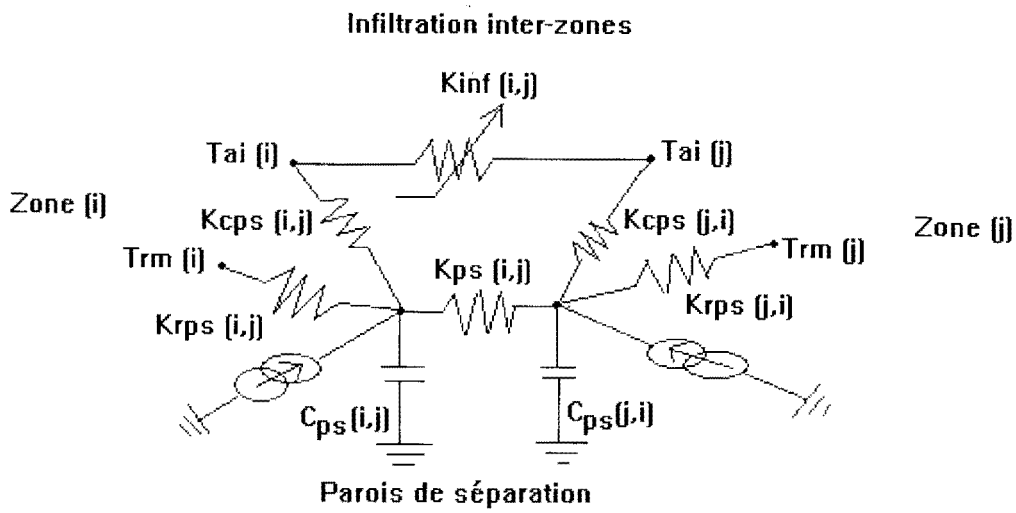


Figure 5-12 Modélisation des couplages thermiques entre deux zones

Chapitre 6

Simulation

6-1/ Simulation du comportement thermique d'une cellule

6-1-1/ Présentation du programme de simulation

Nous avons élaboré un programme informatique qui nous permet de simuler le comportement thermique de bâtiments à usage d'habitation. Ce programme a été écrit en langage C++ Builders et le choix de ce logiciel se justifie par le fait de vouloir créer un exécutable. Le programme comporte cinq modules :

A/ Le module de paramètres géographiques

Ce module permet d'obtenir les coordonnées géographiques du site où se trouve le bâtiment. Les paramètres à fournir au programme sont :

- La latitude
- La longitude
- L'altitude

B / Le module de données météorologiques

Ce module permet de choisir les périodes de simulation. Il est en fait un fichier de données météorologiques. Ce fichier fourni :

- La température de l'air extérieur
- La vitesse du vent
- Le coefficient de trouble atmosphérique
- L'albédo du sol

17:58:45 Simulation

Données du Site | Paroi N°1 | Paroi N°2 | Paroi n°3 | Paroi N°4 | Plancher Haut | Plancher Bas | Charges internes

Numéro du jour dans le mois:
 Numéro du jour dans l'année:
 Site:

Cliquer sur le mois:
 Janvier
 Février
Mars
 Avril
 Mai
 Juin
 Juillet

Choisir un Site
 Dakar
 Autre

Latitude:
 Longitude:

Vitesse du vent: m/s
 Altitude du Site: km

Etat du Ciel

Ciel très pur
 Ciel pur
 Ciel Moyen
 Ciel Laiteux

Facteur de Trouble de Linke:

Type de Sol

Sol nu, pierres
 Sable
 Herbe verte
 Béton
 Brique claire et peinture claire

Albédo du Sol:

Rotation du Bâtiment:

Figure 6-1 : Fenêtre de saisie des données géographiques et météorologiques

C / Le module de caractéristiques géométriques et thermophysiques du bâtiment

Ce module est destiné à la saisie des caractéristiques géométriques des parois et des caractéristiques thermophysiques des matériaux dont elles sont constituées. Pour chaque paroi on a :

- la longueur,
- la hauteur (ou largeur)
- l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale,
- l'azimut,
- l'épaisseur de chaque couche
- la conductivité thermique de chaque couche

- la masse volumique de chaque couche
- la chaleur massique de chaque couche

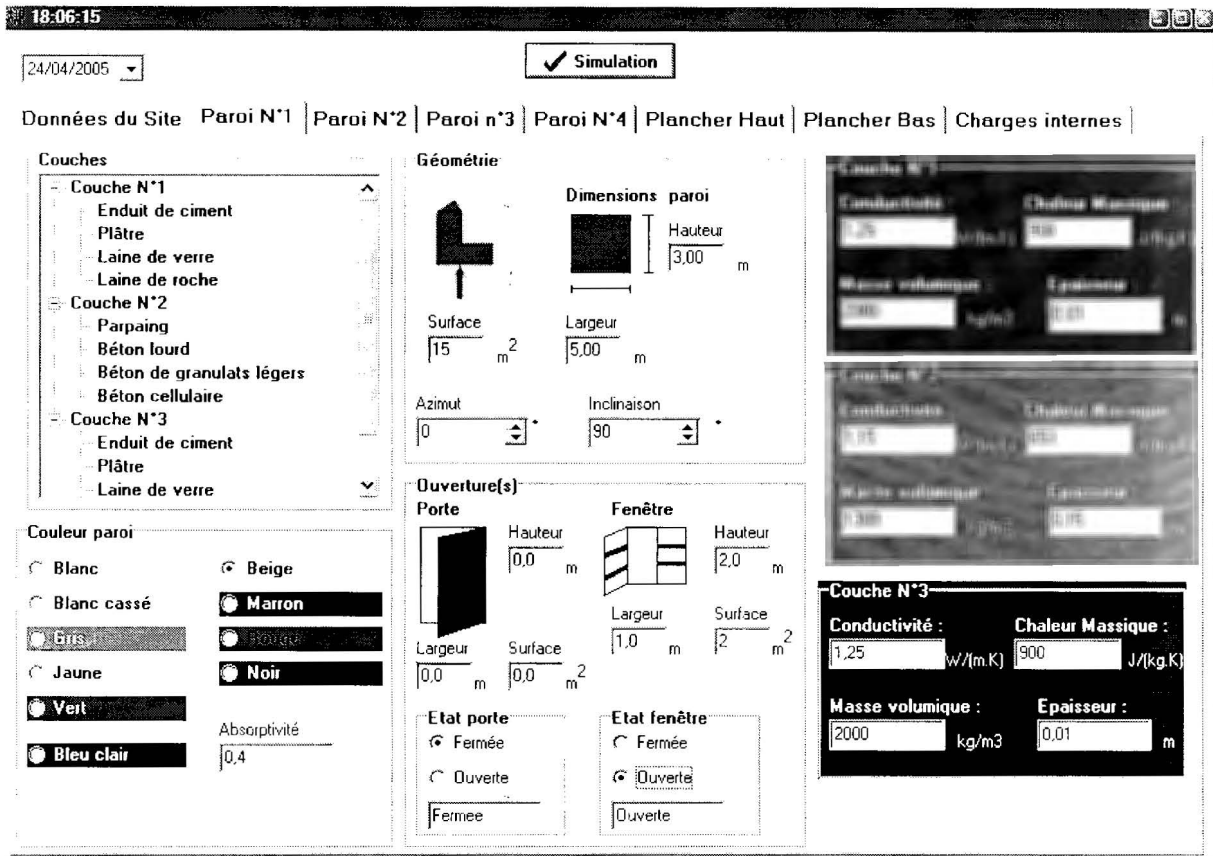


Figure 6-2 : Fenêtre de saisie des données géométriques et thermophysiques des parois

En plus de la paroi opaque (mur) les caractéristiques géométriques des portes et fenêtres placées dans la paroi sont données. Les états des portes et des fenêtres (c'est-à-dire ouverte ou fermée) sont aussi à préciser pour pouvoir tenir en compte le taux de renouvellement d'air correspondant. Si deux fenêtres diamétralement opposées sont ouvertes le taux de renouvellement d'air est important car il y a un courant d'air qui tend à réduire la température de l'air intérieur et des murs. La ventilation refroidit les parois du bâtiment et par conséquent augmente les coefficients de transfert convectif et la température intérieure.

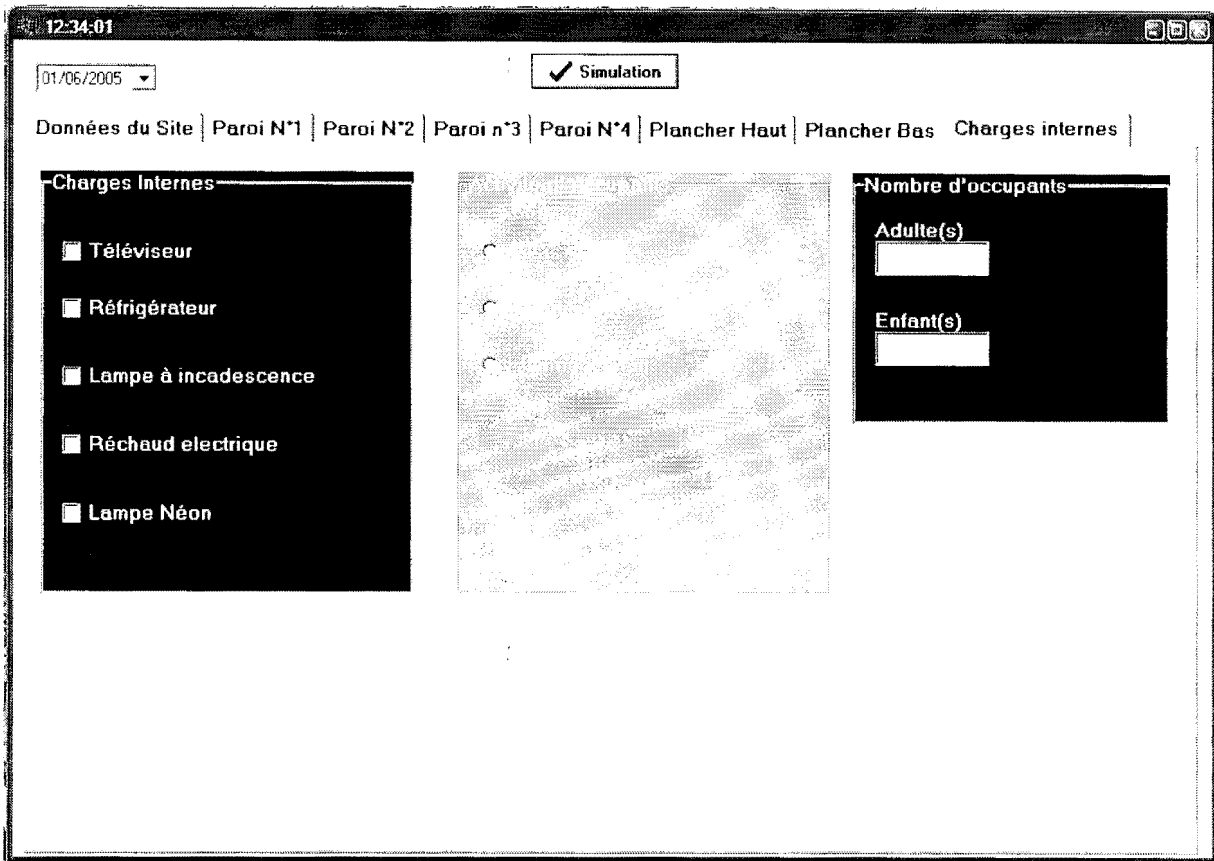


Figure 6-3 : Fenêtre de saisie des charges internes

Le bâtiment n'étant pas toujours abandonné à lui-même il faut tenir compte des charges internes. On envisage dans une cellule l'utilisation des appareils comme: téléviseur, réfrigérateur, lampe à incandescence, réchaud électrique, lampe Néon, etc.

On considère aussi la chaleur dégagée par les occupants qui est fonction de leurs activités.

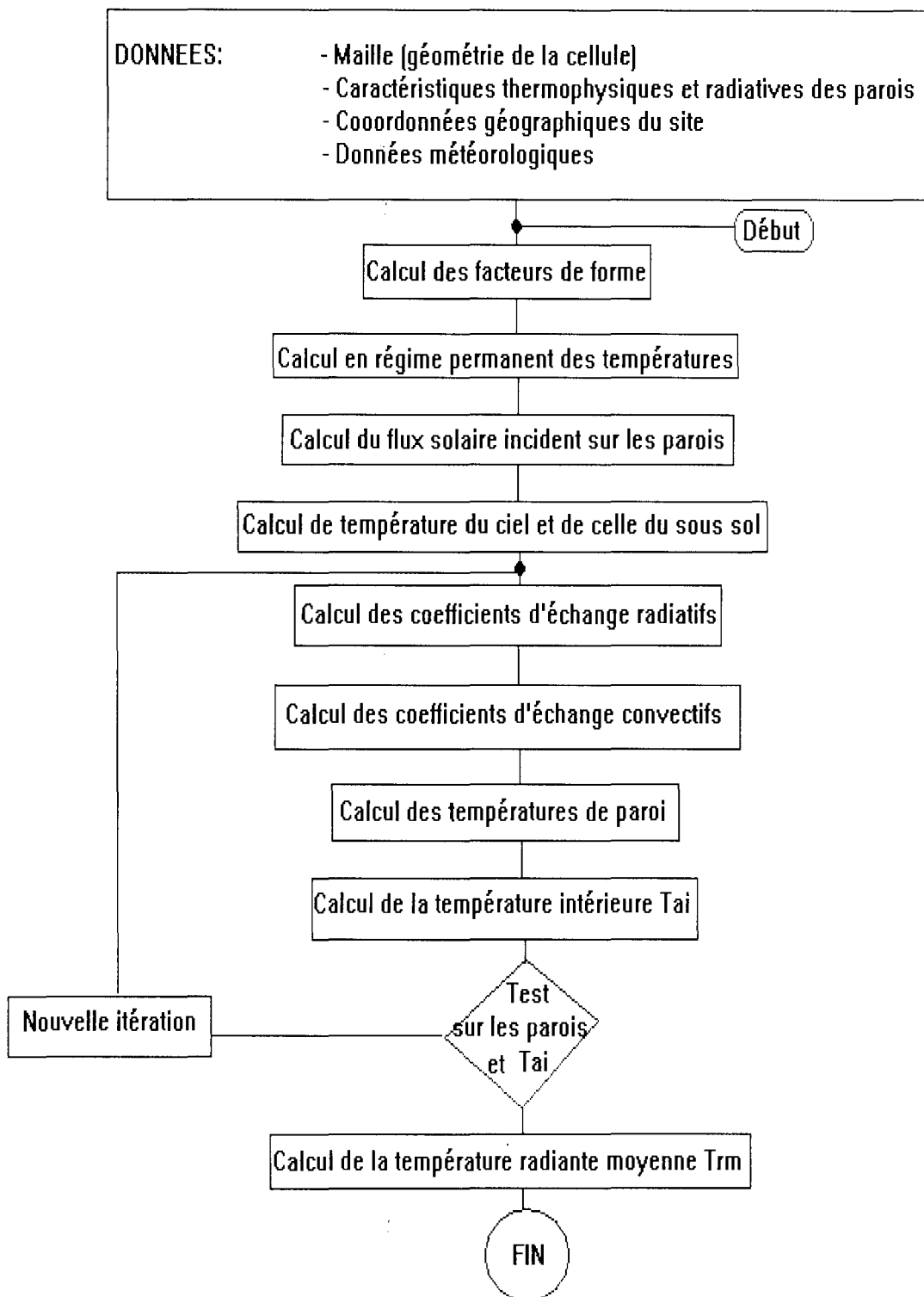


Figure 6-4 : Organigramme de résolution de la version monozone

Pour faire la simulation on a besoin de certaines données comme la température de l'air extérieur et le rayonnement solaire arrivant sur les différentes façades du bâtiment. Pour la région de Dakar on dispose de données météorologiques pour faire la simulation mais pour des zones hors de Dakar nous utilisons des modèles mathématiques qui nous permettent à partir des coordonnées géographiques et des données météorologiques de générer la température de l'air extérieur et le rayonnement solaire du site. La figure ci-dessous nous montre les courbes simulée et mesurée

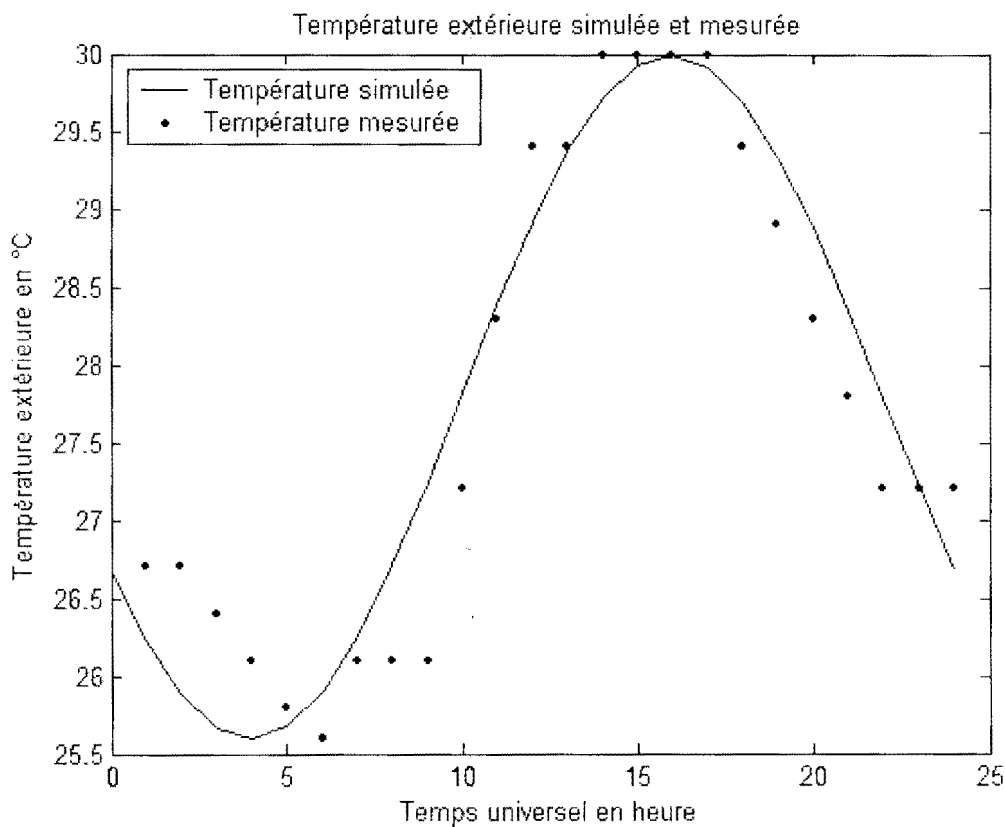


Figure 6-4 : Température extérieure simulée et mesurée

La courbe de lissage de ces valeurs expérimentales s'approcherait de cette courbe qui représente un modèle de température extérieure. Pour ce modèle il suffit de donner les températures maximale et minimale de l'air extérieur du site considéré ainsi que sa longitude pour pouvoir obtenir par interpolation les températures aux autres heures de la journée.

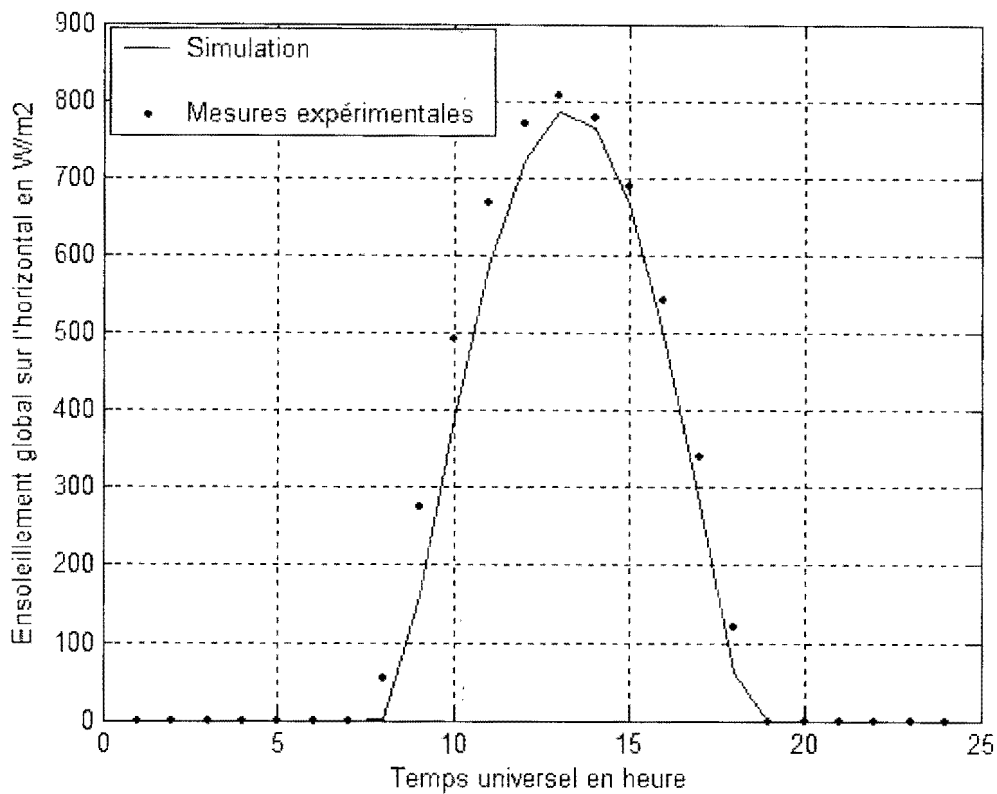


Figure 6-5 : Rayonnement solaire au sol simulé et mesuré

De même il serait difficile d'obtenir des mesures d'ensoleillement pour plusieurs sites. Pour le site de Dakar on a obtenu des mesures d'ensoleillement effectuées par le CIFRES (Centre International de Formation et de Recherche en Energie Solaire) de L'ESP. Pour des sites hors de Dakar on utilise aussi un modèle mathématique qui nous permet d'obtenir le rayonnement global au sol et sur les différentes façades du bâtiment. Il suffit de fournir au programme la latitude et la longitude du site, le jour de l'année, l'état du ciel pour obtenir le rayonnement solaire au sol. Pour obtenir rayonnement solaire reçu par les autres parois du bâtiment il faut fournir au programme l'azimut de la façade extérieure par rapport au sud, ainsi que l'inclinaison de la paroi par rapport l'horizontal.

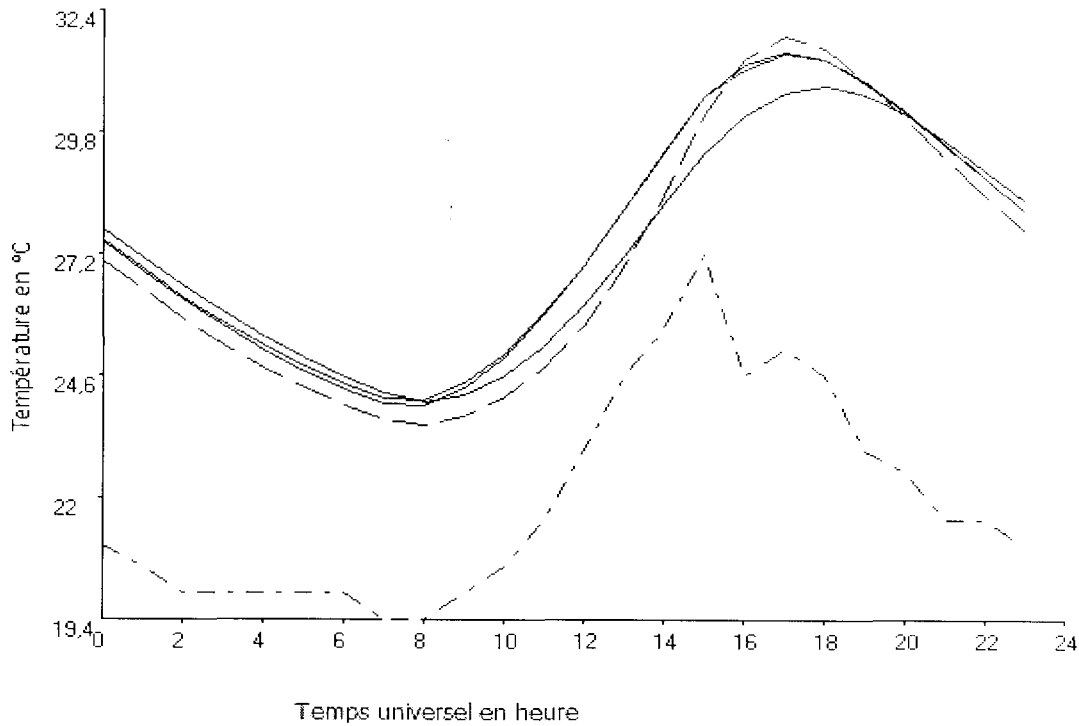


Figure 6-6: Courbes de températures d'un bâtiment peint en beige

- _____ Température radiante moyenne
- _____ Température façade Ouest
- _____ Température façade est
- _____ Température air intérieure

Les courbes de la figure 6-6 montrent l'évolution des températures d'air intérieur et de parois d'un local. La température de l'air extérieur utilisée est une donnée qui est fournie par la météo nationale. On note un déphasage entre la température extérieure et les températures de parois et d'air. Le déphasage dépend de l'inertie des parois du bâtiment. Au lever du soleil les rayons solaires éclairent les parois du bâtiment, une partie de ce rayonnement est absorbée par les façades et se propage de manière unidirectionnelle dans chaque paroi. Ce flux de chaleur contribue de manière significative au réchauffement du local.

C'est ainsi qu'avec l'augmentation du flux solaire dans la journée, la température intérieure et la température radiante moyenne augmente. Lorsque le rayonnement solaire diminue le flux de chaleur pénétrant le local diminue ce qui entraîne la chute de température à partir de seize heures. Au coucher du soleil le milieu extérieur devient moins chaud que les parois du bâtiment, par conséquent les parois vont rayonner vers le ciel dans le domaine de l'infrarouge. Ce rayonnement des parois entraîne leur refroidissement et ainsi le refroidissement de l'air intérieur. C'est ce qui explique la décroissance des courbes de température jusqu'à une valeur minimale atteinte vers huit heures du matin.

D'autres facteurs contribuent au refroidissement des parois du local et l'air intérieur :

On note le renouvellement d'air qui est très important car l'air extérieur étant plus frais s'infiltré dans le local pour diminuer la température de l'air intérieur.

D'autres facteurs aussi peuvent soit contribuer au réchauffement ou bien au refroidissement du local. Nous allons étudier l'influence de ces paramètres sur les températures du bâtiment.

En remplaçant l'enduit de ciment de la dalle par de la laine de roche qui est un isolant thermique, on réduit la quantité de chaleur qui pénètre le local à travers le plancher haut. Cette diminution du flux de chaleur entraîne la diminution de la température intérieure. Le rayonnement solaire sur la plancher haut est le composant le plus important c'est-à-dire le rayonnement le plus intense. Il serait donc nécessaire d'agir sur les paramètres de cette dalle pouvant affectés le transfert du flux solaire

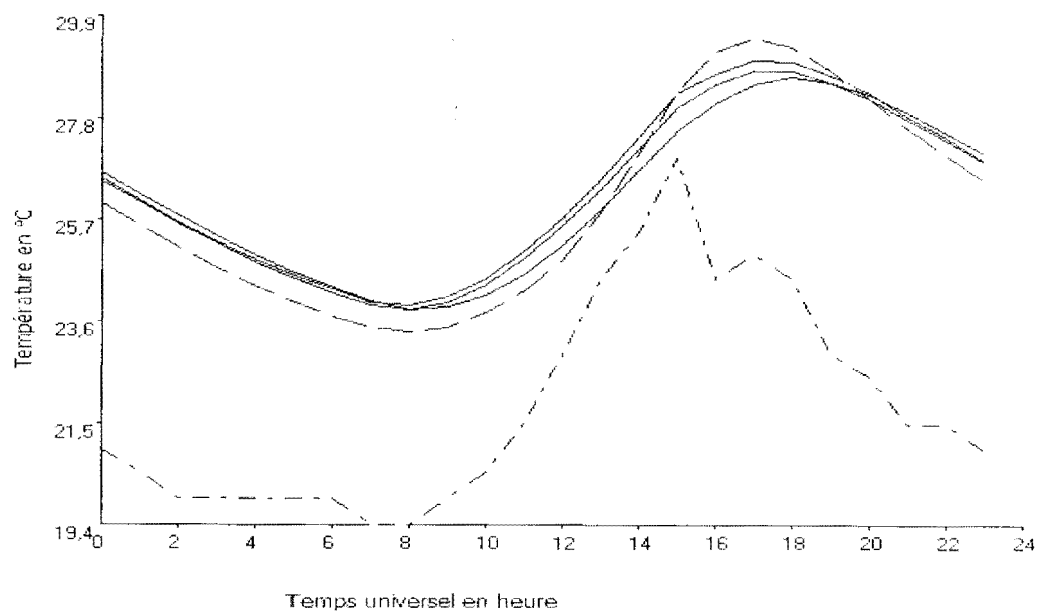


Figure 6-7 : l'enduit extérieur de ciment du plancher haut remplacé par la laine de roche

- _____ Température radiante moyenne
- _____ Température façade Ouest
- _____ Température façade est
- _____ Température air intérieure

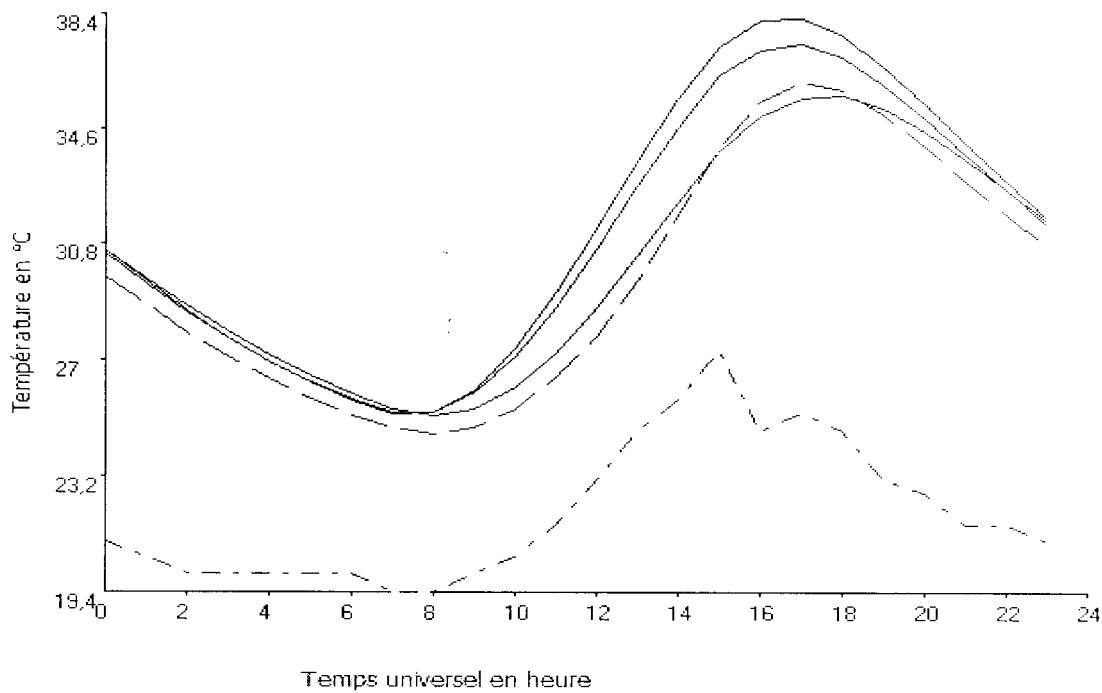


Figure 6-8: Effet de la couleur noir du plancher haut sur les températures du bâtiment en Ciel clair

- _____ Température radiante moyenne
- _____ Température façade Ouest
- Température façade Est
- Température air intérieure

Un paramètre météorologique important est l'état du ciel ; pour un ciel laiteux c'est-à-dire couvert de nuages, le facteur de trouble de Linke est très élevé et le rayonnement solaire global faible.

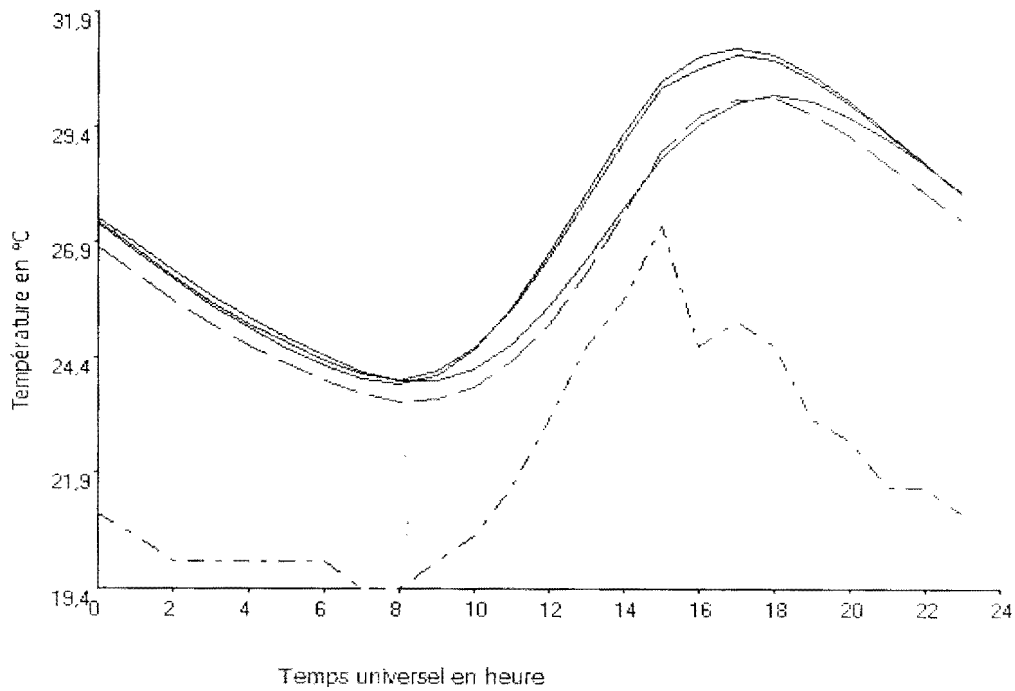


Figure 6-9 : Effet de la couleur noir du plancher haut sur les températures du bâtiment en Ciel laiteux

- _____ Température radiante moyenne
- _____ Température façade Ouest
- _____ Température façade Est
- _____ Température air intérieure

La couleur des façades aussi intervient dans le processus de réchauffement ou de refroidissement des façades, on peint la façade extérieure du plancher haut en noir et ce qui est observé est l'augmentation considérable de la température intérieure. La contribution du plancher dans le réchauffement du bâtiment est plus importante que les contributions de chacune des autres parois. C'est dû au fait que le rayonnement solaire sur un plan horizontal le rayonnement solaire global est beaucoup plus élevé que le rayonnement sur les parois verticales.

Il faut réduire le flux de chaleur à travers ce plancher soit en mettant sur la façade externe du plancher haut une couleur qui a un pouvoir réflecteur important, soit en mettant un isolant thermique dans le plancher.

Lorsque la façade extérieure de la dalle est peinte en blanc la majeure partie du rayonnement solaire est réfléchi vers l'atmosphère. La couleur blanche a un pouvoir réflecteur élevé et son coefficient d'absorption est faible.

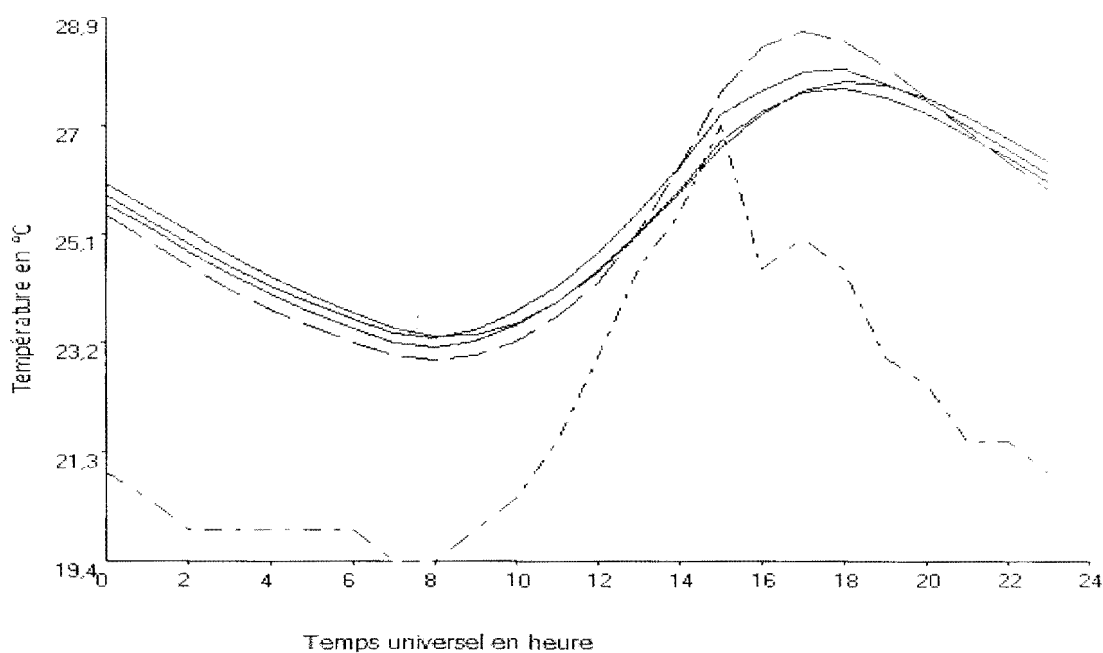


Figure 6-10 : Plancher haut peint en blanc

- _____ Température radiante moyenne
- _____ Température façade Ouest
- Température façade Est
- _____ Température air intérieure

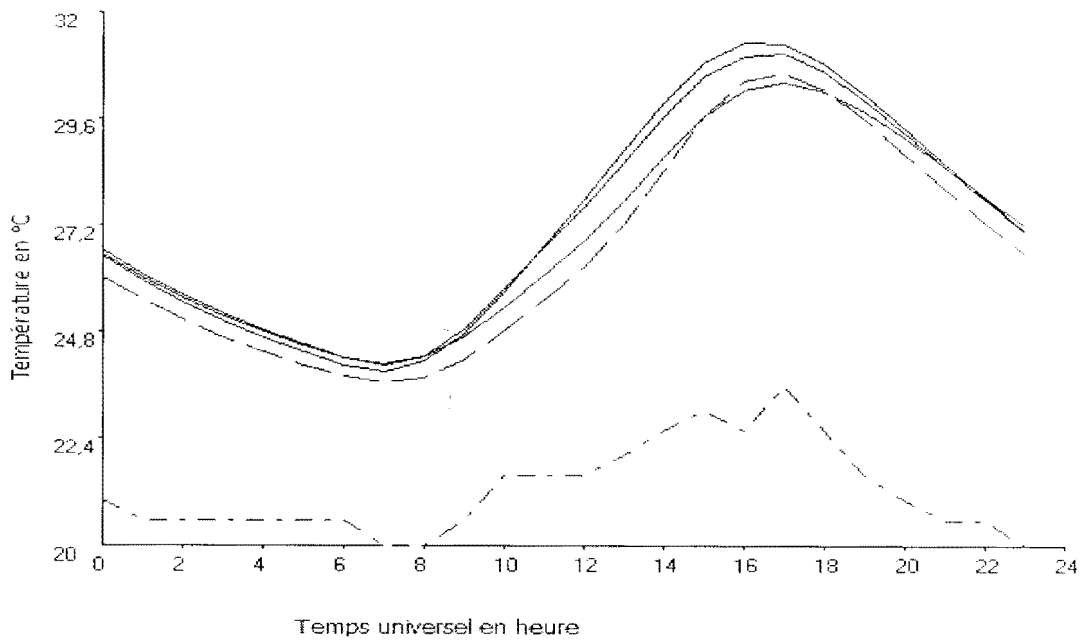


Figure 6-11 : Plancher haut peint en blanc et façades Est et ouest peintes en noir.

- _____ Température radiante moyenne
- _____ Température façade Est
- _____ Température façade Ouest
- _____ Température air intérieure

Même avec le plancher haut peint en blanc le local se réchauffe à cause des façades Est et Ouest peintes en noir la température intérieure maximale passe de 28°C à 31°C. Ces deux façades sont les plus sollicitées par le rayonnement solaire parmi les parois verticales. C'est une situation qui est couramment rencontrée à Dakar et ceci contribue considérablement à réchauffer le bâtiment.

6-2/ Simulation du comportement thermique d'un bâtiment multizone

6-2-1/ Cas d'un bâtiment de deux zones thermiques

Dans cette partie nous simulons le comportement d'un bâtiment composé de deux zones thermiques. Un des phénomènes les plus intéressants que l'on étudie ici est l'influence mutuelle des deux zones thermiques. La paroi qui sépare les deux zones thermiques est sollicitée des deux côtés par les températures intérieures et les températures radiantes moyennes des deux zones. Les parois n'étant pas étanches à l'air il existe des infiltrations d'une zone à une autre. Cette infiltration aussi traduit le couplage thermique entre les deux zones.

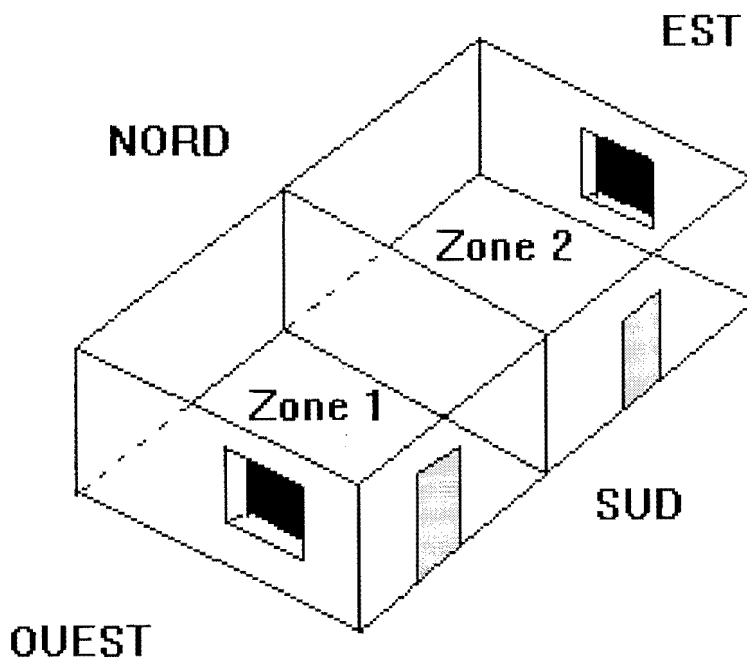


Figure 6-12 : Bâtiment de deux zones thermiques

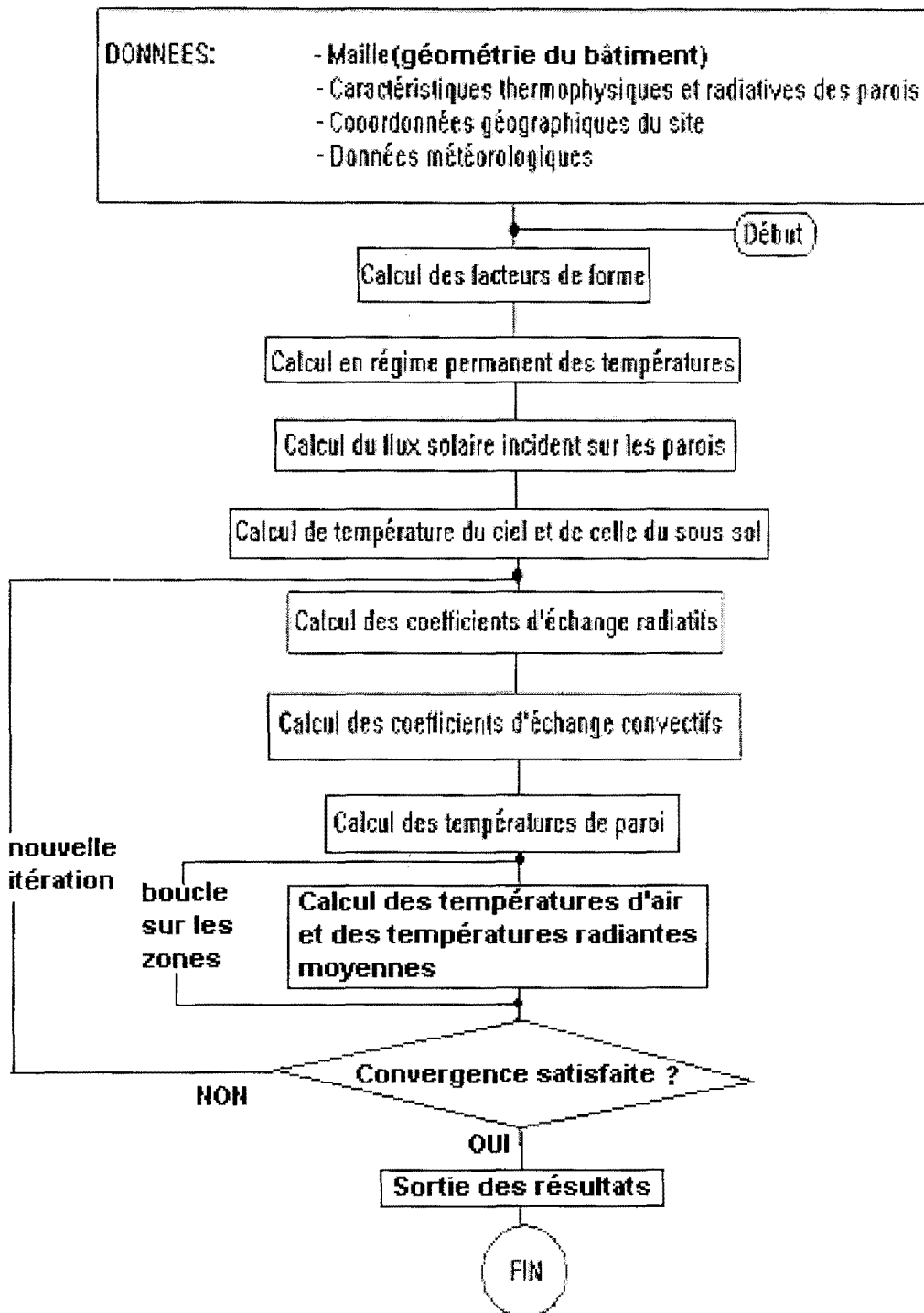


Figure 6-13 : Organigramme de résolution de la version multizone

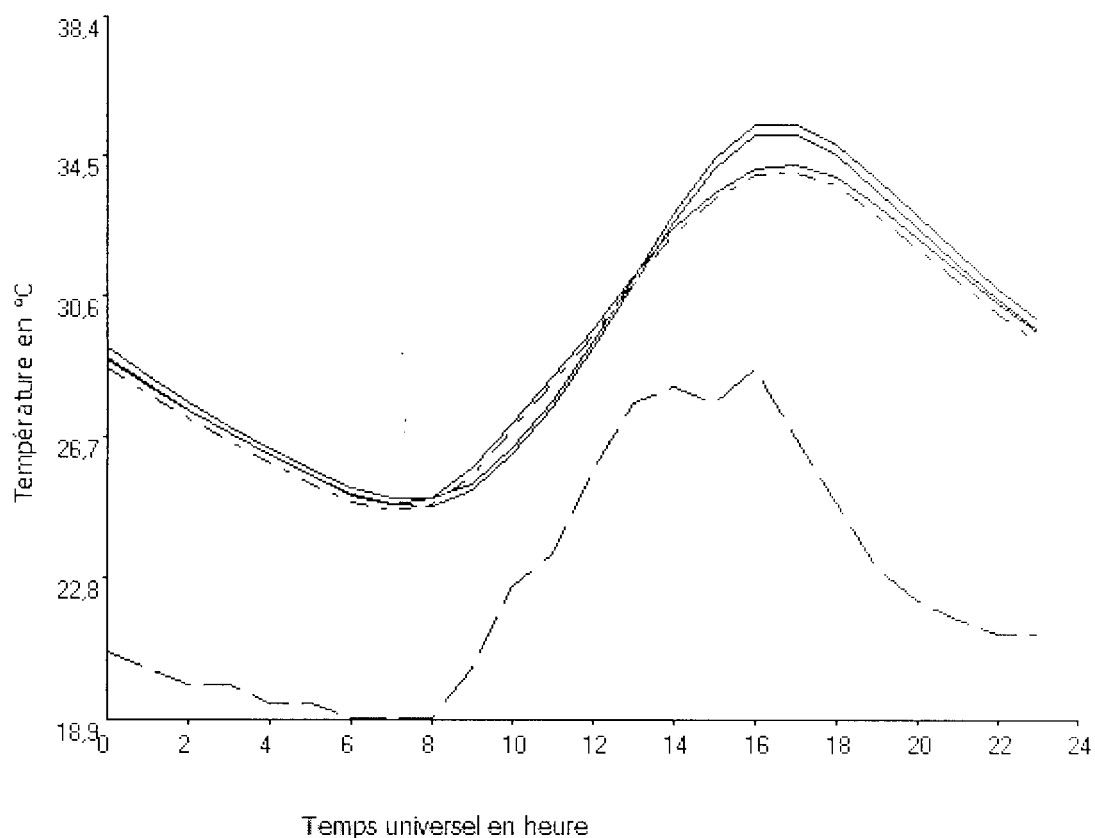


Figure 6-12 : Températures des deux zones thermiques

Pour le soixante huitième jour de l'année nous avons simulé les courbes de températures intérieures et de températures radiantes moyennes pour deux zones thermiques. Les façades de la zone thermique n°2 étant plus exposés au rayons solaires le matin que les façades de la zones thermique n°1, les températures intérieures et températures radiantes moyennes de la zone n°2 sont plus élevées. Au-delà de treize heures, lorsque le soleil se trouve à l'ouest la tendance s'inverse car les façades de la zone n°1 deviennent plus exposés au rayon solaires et en plus il y a un transfert de la zone n°2 vers la zone n°1 à travers la paroi de séparation. Les températures intérieure et radiante moyenne de la zone n°1 se trouve au dessus de celles de la zone n°2. Au coucher du soleil les parois rayonnent vers le ciel dans le domaine de l'infrarouge et on note aussi un transfert de chaleur de la zone n°1 vers la zone n°2. Les températures des deux zones dépendent de l'orientation du bâtiment.

Nous allons voir l'évolution de ces températures en tournant le bâtiment d'abord d'un angle de 180° et après d'un angle de 90° .

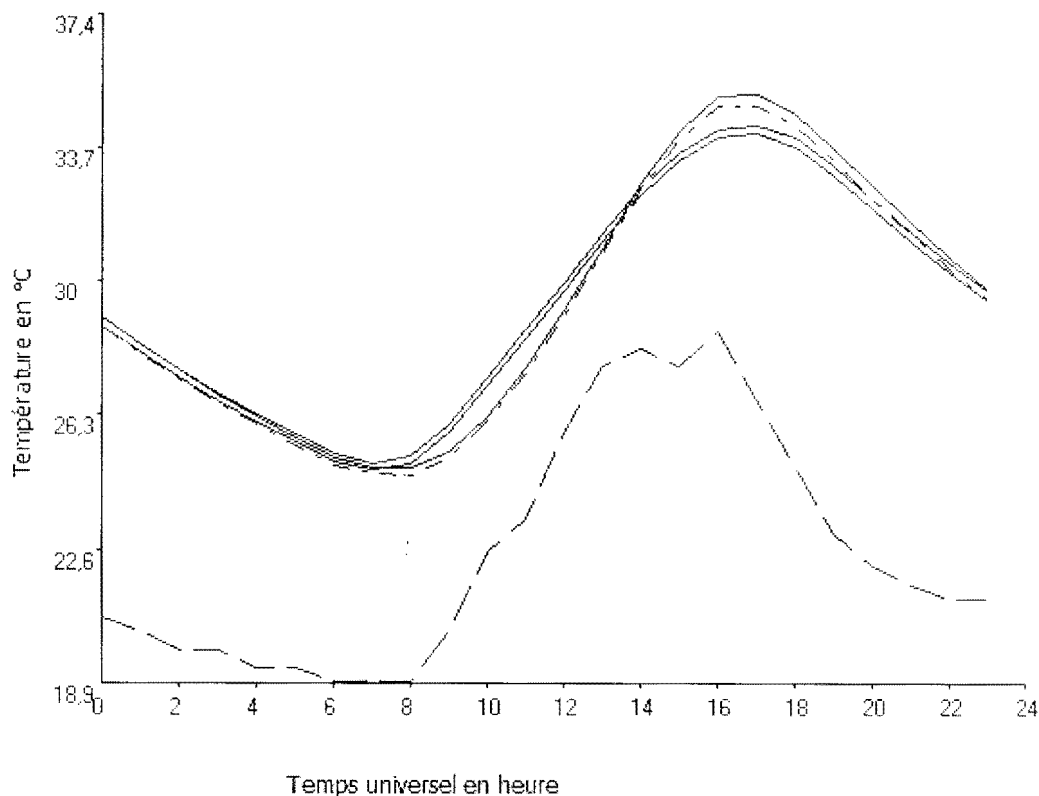


Figure 6-13 : Températures du bâtiment de deux zones tourné d'un angle de 180°

En considérant une rotation de 180° du bâtiment les façades de la zone thermique n°2 deviennent plus exposées aux rayons solaires le matin par conséquent ses températures intérieure et radiante moyenne sont plus élevées que celles de la zone thermique n°1. L'inversion de températures se fait au-delà de treize heures car en ce moment les façades de la zone n°1 sont plus exposées aux rayons solaires.

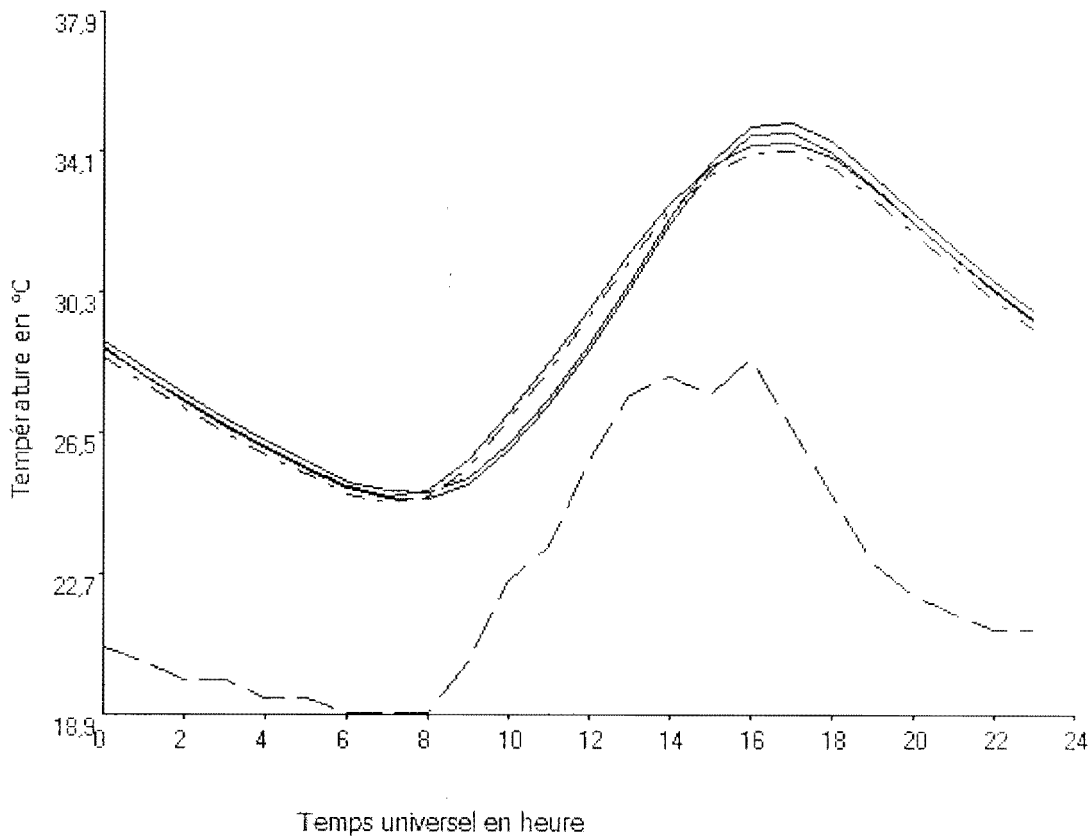


Figure 6-14 : Températures du bâtiment de deux zones tourné d'un angle de 90°

La rotation du bâtiment de 90° fait que les deux zones font face à l'est et à l'ouest, la déclinaison ce jour nous indique que le soleil passe au sud. La zone n°2 étant au sud, ses façades sont plus exposées aux rayons solaires donc sa température intérieure et sa température radiante moyenne sont supérieures à celles de la zone thermique n°1 jusqu'aux environ de quinze heures. L'inversion est due aux transferts inters zonaux.

6-2-2/ Cas d'un bâtiment de deux zones thermiques

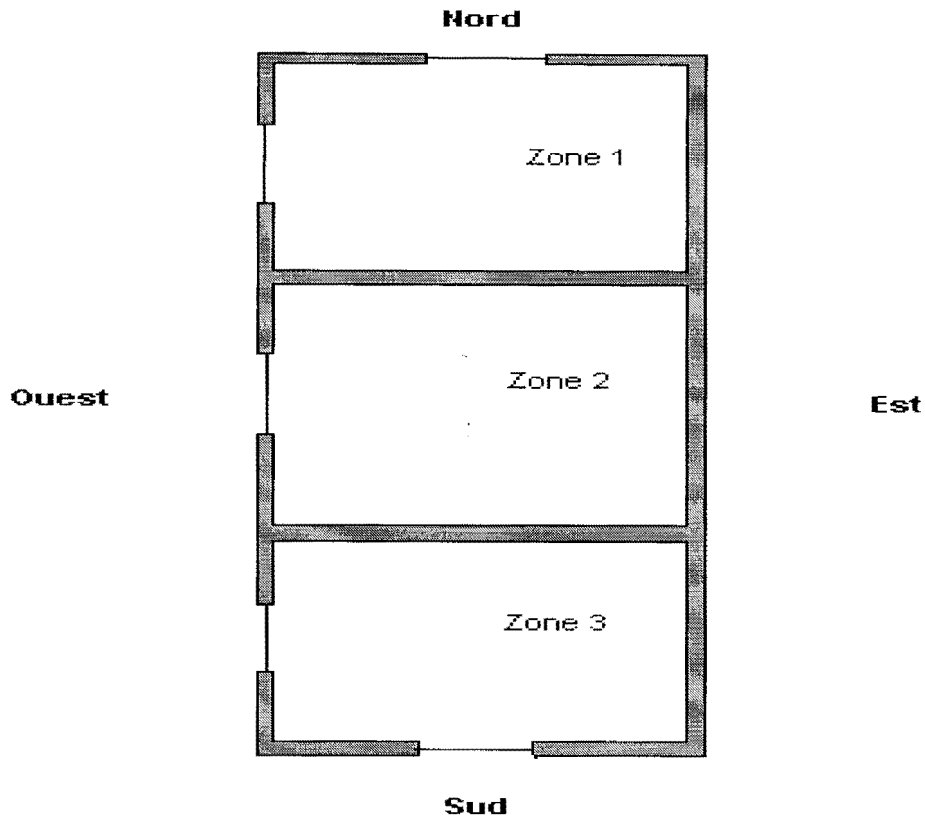


Figure 6-15: Bâtiment à trois zones thermiques

L'étude du couplage nous montre à la figure 6-16 nous montre que la zone thermique 3 est plus chaude que les zones 1 et 2. Ceci s'explique par le fait que le soleil passe au sud ce jour là donc les façades de la zone 3 sont les plus exposées au rayonnement solaire. Deux façades de la zone 2 ne voient pas le rayonnement solaire direct donc c'est la zone la moins exposée aux rayons solaires donc c'est la zone la moins chaude. Les températures de la zone 1 sont intermédiaires entre celles de la zone 2 et de la zone 3.

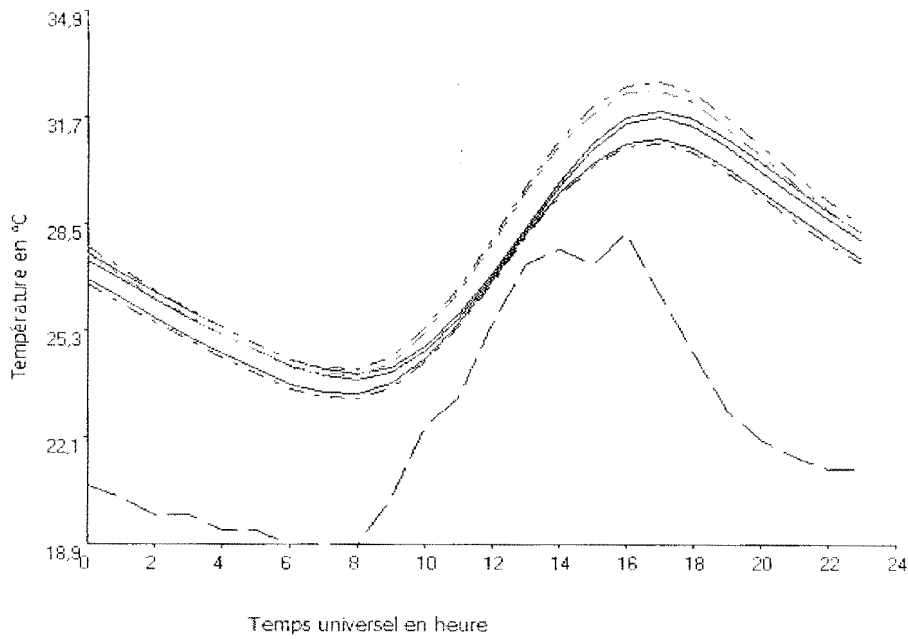


Figure 6-16: Températures des trois zones thermiques

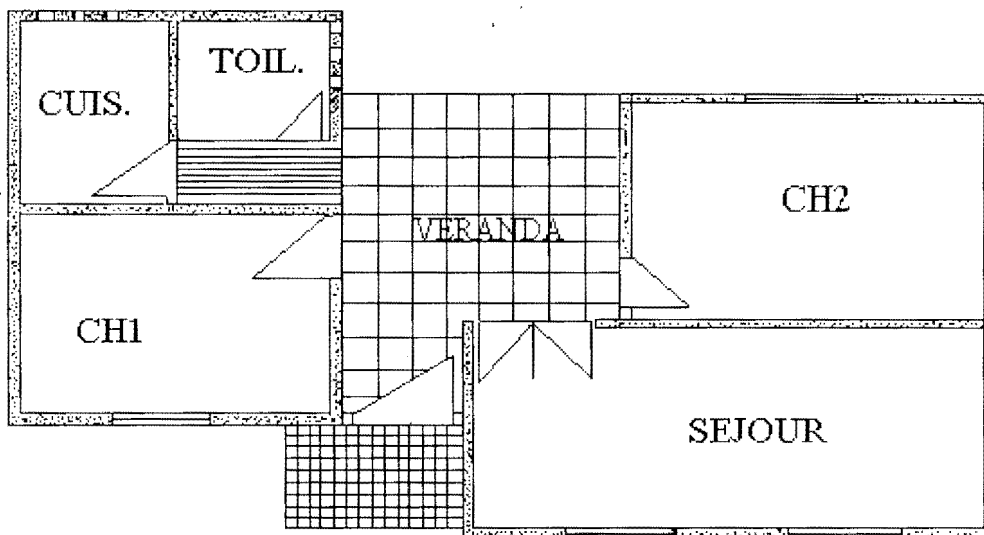


Figure 6-17 : Bâtiment choisi pour le projet pnud pour la réglementation énergétique des bâtiments au Sénégal

Références Bibliographiques

[1]- SALIF GAYE

Contribution à l'étude du confort thermique en milieu tropical humide :
Influence de la Mouillure Cutanée.
Thèse de Docteur Ingénieur en Physique E.S.P. (UCAD), 1998

[2] - ARONA COULIBALY :

Etude du confort thermique dans l'habitat social en milieu tropical
Elaboration d'un logiciel de simulation numérique et validation de ce modèle
sur une cellule-test.
Thèse de Docteur Ingénieur ENSUT. (UCAD), 1990

[3]- VINCENT SAMBOU :

Contribution à l'amélioration du confort thermique en milieu tropical : étude
d'un système ouvert de climatisation par évaporation d'eau.
Thèse de troisième cycle E.S.P. (UCAD), 1999

[4]- M^{me} A. IVERNEL

Représentations Analogiques et Homologiques dans les techniques de la Chaleur
DUNOD, Paris 1965

[5]- J.M DEVISME

Perois multicouches soumises aux sollicitations thermiques variables
Modélisation thermique des bâtiments
Groupement universitaire de thermique, Paris 1981

[6]- J.M. CHASSERIAUX

Conversion thermique du rayonnement solaire
Agence Française de Maîtrise de l'Energie, Paris 1984

[7]- A. DUMEZ-M.DUMEZ:

Modélisation des Systèmes Energétiques.
Simulation électronique du régime transitoire et de la régulation thermique des
Locaux.
Lavoisier TEC & DOC, 1988

[8]- ABABACAR THIAM :

Stockage de chaleur dans un capteur à matériau fusible
Mémoire de D.E.A. E.S.P.(UCAD), 1998

[9]-J.P. NOUGER

Méthodes de calcul numérique
Edition Masson, Paris, 1987

- [10]- **ROBERT DEHAUSSE**
Energétique des Bâtiments : Calcul des Enveloppes
Agence française pour la Maîtrise de l'Energie, Paris 1988
- [11]- **ASHRAE HANDBOOK**
Fundamentals
SI Edition, 1997
- [12]- **J.F.O. SACADURA :**
Initiation aux transferts thermiques.
Editions Techniques et Documentation. Paris, 1980
- [13]- **W.H. Mc ADAMS:**
Heat Transmission. Third Edition
McGraw-Hill International Book Company, Japan 17th printing 1983
- [14] **CODYBA,**
Cahier des algorithmes.
Paris: Agence de l'environnement et de la Maîtrise de l'Energie, Centre de Thermique de
L'INSA de Lyon, Equipe Equipement de l'Habitat, 1992
- [14] **Antoine ROLAND,**
Etude thermique et aéraulique des enveloppes de bâtiment
Thèse de Docteur Ingénieur
Institut national des sciences appliquées de Lyon, 1985
- [15] **Gilles FRAISSE, Joseph VIRGONE**
Modélisation numérique d'un bâtiment multizone sous TRNSYS
- [16] **Roland FAUCONIER, Philippe GUILLEMARD, Alain GRELAT**
Algorithmes des simulateurs du comportement thermique des bâtiments BILGA et BILBO
Annales de l'institut technique du bâtiment et des travaux publics
N°457 Septembre 1987
Série : théories et méthodes de calcul 292
- [17] **Gilles FRAISSE, Christelle VIARDOT, Olivier LAFABRIE, Gilbert ACHARD**
Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy
ELSEVIER Energy and Buildings 34 (2002) 1017-1031
- [18] **S.A. Klein et al.**
TRYNSIS a transient system simulation program,
Solar energy laboratory, University of Wisconsin Madison.
Reference manual 1 (1994) 264.

[19] Sylvie ROUSSEAU

Simulation numérique du comportement thermique des locaux d'habitation.

Evaluation de l'influence de la radiation solaire, des conditions climatiques et des paramètres caractéristiques du bâtiment.

[20] Madjid AMIRAT

Contribution à l'étude des serres associées à un habitat.

Etude et modélisation des transferts thermiques.

Réalisation d'une cellule d'essai.

Thèse de Doctorat de l'Université de Paris VI, 1986.

[21] Automatisation du traitement des masques solaires en amont de TRYNSIS

2^{ème} séminaire TRYNSIS francophone 24 Mai 1999

[22] Jean NOËL, Jean-Jacques ROUX, Paulo Smith SCHNEIDER

CODYBA, a design tool for building performance simulation

[23] Gilles FRAISSE,

La régulation thermique des bâtiments tertiaires:

Application de la logique floue à la régulation centrale du chauffage en régime intermittent.

[24] Frédéric MIRANVILLE, Harry BOYER, François GARDE, Franck LUCAS

Détermination des caractéristiques thermiques équivalentes d'une paroi complexe intégrant un produit mince réfléchissant (PMR) à l'aide de simulations dynamiques.

Laboratoire Génie Industriel, Université de la Réunion.

[25] Roland FAUCONNIER, Philippe GUILLEMARD

Algorithmes des simulateurs du comportement thermique des bâtiments BILGA et BILBO

Annales de l'institut technique du bâtiment et des travaux publics.

Série : Théories et méthodes de calcul 292

N° 457 Septembre 1987

RESUME

Une étude sur la détermination des températures intérieure et radiante moyenne d'un bâtiment multizone est présentée dans ce rapport. Une étude des différentes méthodes utilisées en thermique du bâtiment nous a permis de choisir l'analogie entre la thermique et l'électricité qui est une méthode très commode pour la simplification des problèmes de thermique. Nous avons étudié les sollicitations du bâtiment, à savoir :

- la température d'air extérieur
- la température du ciel
- le rayonnement solaire

D'autre part nous avons étudié les masques solaires proches au bâtiment, qui ont pour rôle de réduire le flux solaire arrivant sur le bâtiment.

Enfin nous avons développé un logiciel en C++ qui permet de simuler le comportement thermique d'un bâtiment à usage d'habitation. Plusieurs types de bâtiments ont été utilisés pour la simulation en considérant différents scénarii.

Mots-clé : Température intérieure, température extérieure, comportement thermique, sollicitations, masques, logiciel.

ABSTRACT

A study on the determination of the internal temperature and the radiative mean temperature of a multizone building is presented in this report. A study of the different methods used in heat transfer has permitted us to choose the analogy between heat and electricity which is a very suitable method of simplifying the heat transfer problems. We have studied:

- the external air temperature
- the sky temperature
- the solar radiation

On the other hand we have studied the solar masks that are closed to the buildings and their role is to reduce the solar rays that come to the building.

Finally we have developed a software in C++, that can simulate the thermal behaviour of a building. Several types of buildings have been used in the simulation with different scenario.

Keywords: Internal temperature, external temperature, thermal behaviour, masks, software