



# UNIVERSITE DE OUAGADOUGOU

Unité de Formation et de Recherche en Sciences  
Exactes et Appliquées (UFR/SEA)

Thèse N°---2009

## THESE DE DOCTORAT UNIQUE

En Cotutelle avec l'UNIVERSITE DE PERPIGNAN

Pour obtenir le grade de :

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE OUAGADOUGOU**

Formation doctorale : Physique Appliquée

Spécialité : Sciences de l'Ingénieur, Matériaux et Énergétique

Présentée par :

**OUEDRAOGO Issaka**

## MODÉLISATION ET OPTIMISATION D'UNE TOITURE BIOCLIMATIQUE POUR LA CLIMATISATION PASSIVE D'UN HABITAT TYPE DU BURKINA FASO

Soutenue le 09 avril 2009 devant le jury composé de :

<b>M. C. N. AWANOU</b>	Professeur, Université d'Abomey-Calavi	<b>Président</b>
<b>M. P. S. GREGOIRE</b>	Professeur, Université de Nîmes	<b>Examineur</b>
<b>M. K. NAPO</b>	Professeur, Université de Lomé	<b>Examineur</b>
<b>M. D. J. BATHIEBO</b>	Maître de Conférences, Université de Ouagadougou	<b>Examineur</b>
<b>M. B. ZEGHMATI</b>	Professeur, Université de Perpignan	<b>Codirecteur de thèse</b>
<b>M. A. OUEDRAOGO</b>	Maître de Conférences, Université de Ouagadougou	<b>Directeur de thèse</b>
<b>M. J. KOULDIATI</b>	Professeur, président l'Université de Ouagadougou	<b>Parrain</b>

*Ce travail a été effectué avec le soutien de la Coopération Universitaire au Développement,  
Coopération Institutionnelle Universités Francophones de Belgique (C.U.D/C.I.U.F)*

A ma Mère

A mon père

A mes frères et sœurs

# Avant propos

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'une convention de cotutelle entre les universités de Ouagadougou (Burkina Faso) et de Perpignan via Domitia (France). Monsieur Belkacem ZEGHMATI, Professeur, responsable du Groupe de Mécanique Énergétique du Laboratoire de Mathématiques et Physique des Systèmes de l'Université de Perpignan via Domitia et Monsieur Alioune OUEDRAOGO, Maître de Conférences, responsable du Groupe Physique du Laboratoire de Chimie Organique et Physique Appliquée (LCOPA) de l'université de Ouagadougou m'ont proposé ce sujet. Leurs conseils, encouragements, et l'attention avec laquelle ils m'ont encadré et suivi, ont été très importants. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Je voudrais exprimer toute ma gratitude à Monsieur Jean Kouldiati. Professeur, Président de l'Université de Ouagadougou qui n'a ménagé aucun effort pour l'aboutissement de cette thèse et qui m'a fait de l'honneur d'être le parrain. Je voudrais également exprimer toute reconnaissance à Monsieur Cossi Norbert AWANOU, Professeur à l'Université d'Abomey-Calavi qui m'a fait l'honneur de présider mon jury de Thèse.

Mes sincères remerciements reviennent également à Messieurs Pierre SAINT-GREGOIRE, Professeur à l'Université de Nîmes, Kossi NAPO, Professeur à l'Université de Lomé et Joseph BATHIEBO, Maître de Conférences à l'Université de Ouagadougou pour l'intérêt qu'ils portent à mon travail en acceptant de participer au jury.

Mes remerciements également à Monsieur M. NACRO, Directeur du LCOPA, et à tous les membres de ce laboratoire.

Je remercie amicalement Messieurs Xavier CHESNEAU, Maître de Conférences à l'Université de Perpignan via Domitia et Florent KIENO, Maître Assistant à l'Université de Ouagadougou, pour leur disponibilité et les fructueuses discussions que nous avons eues tout au long de ce travail.

Je remercie enfin toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la mise au point de ce mémoire.

# Nomenclature

$Cd$	Coefficient de charge
$Cp$	Capacité calorifique ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )
$DFSA$	Densité du flux solaire absorbée par la toiture ( $W.m^{-2}$ )
$Ep$	Épaisseur ( $m$ )
$F$	Facteur de forme géométrique
$g$	Coefficient d'accélération de la pesanteur ( $m.s^{-2}$ )
$Gr$	Nombre de Grashof thermique
$d$	Distance entre les deux plaques constituant la toiture ( $m$ )
$hc$	Coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle entre une paroi et le fluide qui circule en son voisinage ( $W.m^{-2}.K$ )
$hr$	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre deux Parois ( $W.m^{-2}.K$ )
$k$	Conductivité thermique ( $W.m^{-1}.K$ )
$L$	Longueur ( $m$ )
$M$	Masse ( $kg$ )
$Nu$	Nombre de Nusselt
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Pu$	Densité de flux utile ( $W.m^{-2}$ )
$Qm$	Débit volumique d'air ( $m^3.s^{-1}$ )
$Ra$	Nombre de Rayleigh
$S$	Surface ( $m^2$ )
$T$	Température ( $K$ )
$t$	Temps ( $s$ )
$V$	Vitesse de l'air ( $m.s^{-1}$ )

## Symboles grecs :

$\Phi_x$	Densité de flux de chaleur échangée par le mode de transfert x (conduction, convection, rayonnement) ( $W.m^2$ )
$\Phi_d$	Coefficient de transfert de chaleur par conduction ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )
$\alpha$	Angle d'inclinaison par rapport à l'horizontal ( $C$ )
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique du fluide pour un gaz parfait
$\gamma$	Absorptivité thermique ( $W.m^2$ )
$\varphi$	Densité du flux solaire ( $W.m^2$ )
$\nu$	Viscosité cinématique du fluide ( $m^2.s^{-1}$ )
$\Delta T$	Différence de température ( $K$ )
$\Delta t$	Pas de temps ( $s$ )
$\varphi_p$	Densité du flux solaire reçu par l'absorbeur ( $W.m^2$ )
$\varphi_{mu}$	Densité du flux solaire reçu par le mur externe ( $W.m^2$ )
$\varepsilon$	Émissivité

## Indice:

$a$	Air dans le canal
$amp$	Air entre le plafond et l'isolant
$amb$	Ambiance
$be$	Face extérieure de la toiture
$bi$	Face interne de la toiture
$b_{2,1}$	Plaque en bois

<i>ch</i>	Cheminée
<i>Ep</i>	Épaisseur des murs
<i>ent</i>	Air dans la partie communicante avec l'enceinte
<i>f<sub>con</sub></i>	Air confiné de la toiture
<i>fex</i>	Face externe de la fenêtre
<i>fin</i>	Face interne de la fenêtre
<i>H</i>	Hauteur de la cheminée
<i>is</i>	Isolant de la toiture
<i>ip</i>	Air de l'enceinte de l'habitat
<i>i, j</i>	Indice de surface
<i>mu<sub>2</sub></i>	Face interne du mur de l'enceinte
<i>mu<sub>1</sub></i>	Face externe du mur de l'enceinte
<i>mpe</i>	Face externe de la partie débordante de la toiture
<i>mpi</i>	Face interne de la partie débordante de la toiture
<i>nt</i>	Nombre de tranche
<i>p</i>	Absorbeur de la toiture
<i>pl<sub>2,1</sub></i>	Plafond
<i>pel</i>	Peltier dans l'habitat
<i>pce</i>	Face externe de la partie inférieure
<i>ppe</i>	Extrémité inférieure de la toiture
<i>sol</i>	Sol de l'habitat
<i>sol<sub>p</sub></i>	Sol intérieur de l'habitat
<i>se</i>	Face externe du sommet de la toiture
<i>si</i>	Face interne du sommet de la toiture
<i>solex</i>	Sol extérieur de l'habitat
<i>vc</i>	Voûte céleste

# Tables des matières

<b>Nomenclature</b>	<b>3</b>
<b>Introduction générale</b> .....	<b>16</b>
<b>1. Revue bibliographies</b> .....	<b>18</b>
Introduction.....	18
Climatisation passive.....	18
Climatisation passive au Burkina Faso.....	20
Conclusion.....	28
<b>2. Modélisation d'un modèle d'habitat bioclimatique</b>	<b>29</b>
2.1 Introduction.....	29
2.2 Description du modèle physique de la toiture et de l'habitat.....	29
2.3 Principe de fonctionnement de la toiture bioclimatique.....	30
2.3.1 Transferts thermiques .....	32
2.4 Formulation mathématiques .....	33
2.4.1 Hypothèses simplificatrices.....	33
2.4.2 Équation de base.....	33
2.4.3 Équation de transfert au niveau de la toiture.....	34
2.4.3.1 Canal délimité par les deux plaques.....	34
2.4.3.2 Cheminée de la toiture.....	36
2.4.3.3 Extrémité inférieure de la toiture.....	37
2.4.3.4 Partie communicante avec l'enceinte.....	38
2.4.3.5 Equation de base au niveau de l'habitat.....	39
2.5 Méthode de résolution.....	43
2.5.1 Approximation du rayonnement solaire.....	44
2.6 Conclusion.....	44

<b>3.</b>	<b>Détermination des paramètres mise en jeu dans notre simulation</b>	<b>45</b>
3.1	Rappels sur les coefficients de transferts de chaleur.....	45
3.1.1	Transfert de chaleur par conduction.....	45
3.1.2	Transfert de chaleur par convection naturelle.....	46
3.1.3	Transfert de chaleur par rayonnement.....	47
3.2	Détermination des coefficients de transfert de chaleur par conduction...	48
3.2.1	Au niveau de la toiture.....	48
3.2.2	Au niveau de l'habitat.....	49
3.3	Détermination des coefficients de transfert de chaleur par convection naturelle.....	49
3.3.1	Au niveau de la toiture.....	49
3.3.2	Au niveau de l'habitat.....	53
3.4	Détermination des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement	54
3.4.1	Au niveau de la toiture.....	54
3.4.2	Au niveau de l'habitat.....	57
3.5	Conclusion.....	58
<b>4</b>	<b>Résultats et discussions</b>	<b>59</b>
4.1	Introduction.....	59
4.1.1	Validation du code numérique.....	59
4.1.2	Distribution des températures.....	62
4.1.3	Au niveau de la toiture.....	63
4.1.4	Influence du dimensionnement de la toiture.....	64
4.1.5	Influence de l'inclinaison.....	64
4.1.6	Influence des propriétés physiques des matériaux de la toiture.	67
4.1.7	Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture.....	68

4.1.8	Simulation sur 12 journées des transferts dans la toiture.....	76
4.1.9	Au niveau de l'habitat.....	83
4.1.10	Influence de l'orientation de l'habitat.....	89
4.1.11	Influence de la nature des matériaux de la toiture.....	89
4.1.12	Influence de la hauteur de la cheminée.....	94
4.1.13	Modules Peltier.....	99
4.1.14	Conclusion.....	108
<b>Conclusion générale</b>		<b>110</b>
<b>A</b>	<b>Modèle de Lui et Jordan</b>	<b>119</b>
A.1	Flux solaire sur un plan horizontal.....	119
A.2	Rayonnement diffus journalier en moyennes mensuelles.....	123
A.3	Rayonnement horaire diffus pour le jour moyen du mois.....	123
A.4	Rayonnement global horaire pour le jour moyen du mois.....	124
<b>B</b>	<b>Propriétés physiques de l'air humide</b>	<b>129</b>
B.1	Pression de vapeur saturante.....	129
B.2	Capacité calorifique massique $C_p$ à pression constante.....	129
B.3	Masse volumique.....	130
B.10	Conductivité thermique.....	130
B.11	Viscosité dynamique.....	131
B.12	Chaleur latente massique de vaporisation.....	131
B.13	Propriété d'un mélange d'air humide.....	132
<b>C</b>	<b>Facteur de forme géométrique</b>	<b>135</b>
<b>D</b>	<b>Module Peltier</b>	<b>142</b>
<b>E</b>	<b>Diagramme bioclimatique de B. Givoni</b>	<b>145</b>
<b>F</b>	<b>Flux solaires à Ouagadougou</b>	<b>146</b>
<b>G</b>	<b>Courbes des journées types du mois de Juillet à Février</b>	<b>148</b>

# Liste des tableaux

Tableau 1.1	Tableau températures moyennes des zones climatiques.....	22
Tableau 2.1	Propriété physique des matériaux de la toiture.....	31
Tableau 2.2	Valeur limite de l'angle d'inclinaison de l'enceinte parallélépipédique Par rapport à l'horizontale.....	51
Tableau 4.1	Résumé des paramètres optimaux.....	99
Tableau A.1	Journée type.....	122
Tableau D.1	Caractéristiques des modules Peltier commerciaux.....	144

# Table des figures

Figure 1.1	Carte géographique du Burkina Faso.....	21
Figure 1.2	Zones climatiques au Burkina Faso.....	23
Figure 1.3	Configuration de la toiture destinée au piégeage du rayonnement solaire	24
Figure 1.4	Toiture de type capteur solaire plan.....	25
Figure 1.5	Architecture traditionnelle : village au nord du Mali d'après A. Bowen	27
Figure 2.1	Schéma du modèle physique de la toiture.....	30
Figure 2.2	Schéma de la toiture bioclimatique.....	31
Figure 2.3	Schéma représentatif des différentes modes d'échanges thermiques.....	32
Figure 2.4	Schéma de la toiture.....	34
Figure 2.5	Schéma de la cheminée de la toiture.....	35
Figure 2.6	Schéma de la partie inférieure de la toiture .....	37
Figure 2.7	Schéma de l'habitat bioclimatique.....	39
Figure 4.1	Profils des températures de l'air dans BCR (BioClimatique Roof) et RSC (Roof Solar Collector) du modèle étudié par Jompob Weawsak....	60
Figure 4.2	Évolution au cours du temps du débit d'air induit par une toiture BCR et RSC de du modèle étudié par Jompob Weawsak.....	60
Figure 4.3	Évolution au cours du temps des températures de surface des matériaux dans une tranche de la toiture dont la tuile est en terre comprimée.....	61
Figure 4.4	Évolution au cours du temps des températures de surface des matériaux dans une tranche de la toiture dont la tuile est en plexiglas.....	61
Figure 4.5	Évolution au cours du temps du débit d'air dans la toiture.....	62
Figure 4.6	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans la toiture. Influence de l'angle d'inclinaison de la toiture par rapport à l'horizontale	65
Figure 4.7	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de l'angle d'inclinaison der la toiture par rapport à l'horizontale	65

Figure 4.8	Influence de l'inclinaison de la toiture sur le flux solaire absorbé par la toiture.....	66
Figure 4.9	Évolution au cours du temps de la température de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux; $\alpha = 25^\circ$ .....	66
Figure 4.10	Évolution au cours du temps du débit de l'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux; $\alpha = 25^\circ$ .....	67
Figure 4.11	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques constituant la toiture; $\alpha = 25^\circ$ .....	68
Figure 4.12	Évolution au cours du temps de la température de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 35^\circ$ .....	69
Figure 4.13	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 35^\circ$ .....	69
Figure 4.14	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture; $\alpha = 35^\circ$	70
Figure 4.15	Évolution au cours du temps de la température d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux; $\alpha = 45^\circ$ .....	70
Figure 4.16	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 45^\circ$ .....	71
Figure 4.17	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture; $\alpha = 45^\circ$ ....	71
Figure 4.18	Évolution au cours du temps de la température d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 55^\circ$ .....	72
Figure 4.19	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 55^\circ$ .....	72
Figure 4.20	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture. $\alpha = 55^\circ$ ....	73
Figure 4.21	Évolution au cours du temps de la température de l'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 65^\circ$ ...	73

Figure 4.22	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 65^\circ$ .....	74
Figure 4.23	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture; $\alpha = 65^\circ$ ...	74
Figure 4.24	Évolution au cours du temps de la température de l'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture; $\alpha = 75^\circ$	75
Figure 4.25	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux constituant la toiture; $\alpha = 75^\circ$ ...	75
Figure 4.26	Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture; $\alpha = 75^\circ$ ....	76
Figure 4.27	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois d'Avril.....	78
Figure 4.28	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois d'avril.....	78
Figure 4.29	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques constituant la toiture. Journée type du mois d'Avril.....	79
Figure 4.30	Évolution au cours du temps de la vitesse de l'air à travers la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques constituant la toiture. Journée type du mois d'Avril.....	79
Figure 4.31	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Mai.....	80
Figure 4.32	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Mai.....	80

Figure 4.33	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique circulant dans la toiture. Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture. Journée type du mois de Mai.....	81
Figure 4.34	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Juin.....	81
Figure 4.35	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Juin.....	82
Figure 4.36	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique circulant dans Influence au cours du temps de la distance entre les deux la toiture. plaques. Journée type du mois de Juin.....	82
Figure 4.37	Évolution au cours du temps de température des matériaux constituant l'enceinte de l'habitat et celle de l'air dans l'habitat.....	84
Figure 4.38	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'habitat. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois de Mars...	85
Figure 4.39	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois de Mars.....	85
Figure 4.40	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois d'Avril.	86
Figure 4.41	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois d'Avril.....	86
Figure 4.42	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence de l'orientation de la toiture. Journée du mois de Mai.....	87
Figure 4.43	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois de Mai.....	87

Figure 4.44	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois de Juin	88
Figure 4.45	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de l'orientation de la toiture. Journée type du mois de Juin.....	88
Figure 4.46	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Mars.....	90
Figure 4.47	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Mars.....	90
Figure 4.48	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence des matériaux de la toiture. Journée type du mois d'Avril .....	91
Figure 4.49	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois d'Avril.....	91
Figure 4.50	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Mai.....	92
Figure 4.51	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Mai.....	92
Figure 4.52	Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Juin.....	93
Figure 4.53	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture. Journée type du mois de Juin.....	93

Figure 4.54	Évolution au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois de Mars	94
Figure 4.55	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois de Mars	95
Figure 4.56	Évolution au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois d'Avril.....	95
Figure 4.57	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois d'Avril...	96
Figure 4.58	Évolution au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois de Mai	96
Figure 4.59	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois de Mai	97
Figure 4.60	Évolution au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois de Juin	97
Figure 4.61	Évolution au cours du temps du débit d'air volumique à travers la toiture. Influence de la hauteur de la cheminée. Journée type du mois de Juin	98
Figure 4.62	Schéma du module solaire photovoltaïque PV.....	103
Figure 4.63	Schéma synoptique d'un système PV.....	104
Figure 4.64	Influence des modules Peltier sur la température de l'air à l'intérieur de l'habitat pour quatre journées types .....	106
Figure 4.65	Influence des modules Peltier sur le débit d'air volumique pour quatre journées Types.....	107

# Introduction générale

L'amélioration du confort thermique dans un habitat peut être réalisée à l'aide de techniques de climatisation passive basées sur la ventilation par convection naturelle de l'habitat et diverses techniques d'ombrages (stores, rideaux, toits saillants, arbres,...) Au Burkina Faso, pour faire face à l'accroissement démographique, les habitats sont souvent conçus sans tenir compte des contraintes environnementales et des spécificités régionales. Il en résulte des températures encore élevées (inconfort thermique) à l'intérieur des habitats, ce qui nécessite l'utilisation de climatiseurs pour améliorer le confort thermique. L'efficacité de la climatisation est liée au confort thermique ressenti par ses occupants.

L'être humain est comparable à une machine thermique, qui par des processus d'échange calorifique et évaporatif, assure son équilibre énergétique. Le concept de confort thermique peut être caractérisé, pour un individu donné, par l'état de satisfaction avec les conditions d'environnement thermique. Cette sensation de confort thermique est pour une grande part la traduction du bilan global (apports-déperdition-production d'énergie) entre l'individu et son environnement. Le fonctionnement de ces appareils contribue à l'accroissement de la consommation de combustibles fossiles et par conséquent de la pollution atmosphérique [1].

Afin de promouvoir les énergies renouvelables, les autorités politiques tentent, depuis quelques années, de sensibiliser les populations par une politique d'économie d'énergie basée sur le développement de l'énergie solaire qui est abondante et bien répartie sur l'ensemble du territoire. En effet au Burkina Faso, la densité du flux solaire global moyen journalier est de  $5 \text{ kWh/m}^2/\text{jour}$  soit une énergie moyenne journalière conduisant à une production annuelle de  $5000 \cdot 10^6 \text{ GWh}$  sur l'ensemble du territoire. Ainsi, l'Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologiques (IRSAT) du Centre National de la Recherche Scientifique et Technologique (CNRST) a élaboré un plan stratégique de l'énergie basé sur un bilan Énergétique National et un audit énergétique qui montre notamment la nécessité d'optimiser et de développer l'utilisation de l'énergie solaire [2].

## **Introduction générale**

---

L'objectif de ce travail est de développer un code de calcul pour simuler les transferts thermiques dans un habitat constitué d'une toiture bioclimatique coiffant une enceinte de section parallélépipédique. La simulation des transferts de chaleur dans ce modèle d'habitat en utilisant, les données météorologiques des 30 dernières années (1970-2000) de la ville Ouagadougou, et la notion de journée type, nous permis a de formuler quelques recommandations pour la conception d'un habitat bioclimatique adapté au climat du Burkina Faso. Le premier chapitre de ce mémoire est consacré à des rappels bibliographiques relatifs à la climatisation passive d'habitats et à l'utilisation des modules Peltier alimentés par des modules photovoltaïques PV [32, 33]. Qui conservent le caractère écologique de la climatisation passive (protection de l'environnement, énergie propre).

Dans le deuxième chapitre, nous décrivons le modèle d'habitat retenu pour notre étude, puis nous formulons les équations qui régissent les transferts par convection naturelle dans cet habitat. Les équations de transferts sont basées sur l'analogie entre les transferts électriques et les transferts de chaleur. Ces équations font intervenir de nombreux coefficients de transferts dont les expressions semi empiriques sont formulées dans le chapitre 3; dans lequel, nous exposons également la méthodologie numérique utilisée pour résoudre ces équations.

Le quatrième chapitre est consacré à la présentation et l'analyse des résultats de nos simulations. Ces résultats sont présentés sous forme de profil de température des différents milieux de l'habitat et du débit d'air y circulant par convection naturelle.

Dans la conclusion nous faisons la synthèse des résultats et proposons quelques suggestions sur la climatisation passive d'un habitat au Burkina-Faso. Enfin nous envisageons des perspectives de prolongations de ce travail.

Afin de ne pas alourdir le texte, nous reportons en annexes les principales définitions intervenant dans la théorie du rayonnement solaire, le calcul des apports solaires, le modèle de Liu et Jordan et enfin les propriétés de l'air humide.

# **Chapitre 1 : Revue de bibliographie**

## **1.1 Introduction**

Au Burkina Faso, les bâtiments ont été conçus jusqu'à nos jours sans contrainte énergétique. Il en résulte des charges élevées pour les exploitants non sensibilisés à l'utilisation rationnelle de l'énergie. Ainsi, la consommation énergétique des bâtiments du secteur public, notamment pour le fonctionnement des appareils de conditionnement d'air est estimée à 30 000 MWh/an, ce qui correspond à un coût financier estimé à 3,4 milliards de F CFA/an (selon une étude réalisée en 1989 et mise à la disposition par le Ministère de l'Économie et des Finances) [3]. Ces charges sont très importantes pour un pays à revenu très modeste comme le Burkina Faso. De ce fait, la promotion de nouvelles techniques de climatisation à faible consommation d'énergie et l'amélioration de l'efficacité énergétique des habitats s'avèrent indispensables. La climatisation passive qui consiste à minimiser l'action du rayonnement solaire sur l'ambiance interne par diverses techniques et à exploiter les caractéristiques architecturales des bâtiments s'avère très prometteuse. Ainsi, le terme bioclimatique se réfère à quelques principes de base ou la conception et la construction de l'habitat tiennent compte de son environnement pour créer une ambiance interne conforme au confort thermique [4]. Dans ce chapitre, nous procédons à quelques rappels bibliographiques sur l'habitat bioclimatique.

## **1.2 Climatisation passive**

Jusqu'en 1953, la problématique du climat n'a pas été considérée comme un critère important dans la conception architecturale [5], bien que le chauffage passif, les techniques de rafraîchissement par ventilation naturelle et l'éclairage naturel aient fait l'objet de nombreux travaux aussi bien théoriques qu'expérimentaux [6, 7, 8]. Il est communément admis que la combinaison de différentes techniques de climatisation passive permet de réduire considérablement la charge énergétique de l'habitat et d'améliorer ainsi son confort [9]. Quelques exemples de conceptions architecturales basées sur l'action de l'environnement pour une région chaude ou humide et quelques analyses numériques et expérimentales sur l'ambiance interne de l'habitat dont la climatisation passive est assurée par la ventilation naturelle, sont reportés dans la référence [10]. Ces travaux montrent que les méthodes retenues lors de la conception d'une toiture bioclimatique font intervenir différentes

techniques telles que le piégeage du rayonnement solaire par la toiture [11], l'utilisation de cheminée solaire [12] et de capteur solaire plan [13].

Bansal et al [14] ont élaboré un modèle mathématique pour le calcul du débit d'air s'écoulant en convection naturelle laminaire à travers une cheminée solaire et créant ainsi une ventilation naturelle dans l'habitat. Leurs résultats montrent qu'une surface d'un capteur solaire plan de  $2.25\text{ m}^2$  peut produire un débit d'air de  $140\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$  pour une densité de flux solaire de  $200\text{ Wm}^{-2}$ . Ce débit augmente avec la densité du flux solaire pour atteindre  $330\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$  pour une densité de flux de  $1000\text{ Wm}^{-2}$ .

En climat chaud et sec, la voûte céleste se comporte comme une source froide pour une toiture composée d'un système évapo-condensatif constitué de sacs en titane de couleur blanche remplis de galets et d'eau en faible quantité [15]. En effet, la température de la voûte céleste peut descendre jusqu'à  $30^\circ\text{C}$  en-dessous de la température de l'air ambiant. En région sèche, la valeur minimale est observée en milieu d'après midi. Ainsi, la différence entre la température ambiante et celle à l'intérieur d'un habitat, équipé d'une telle toiture peut atteindre  $4^\circ\text{C}$ . Cette toiture, appelée toiture diode, très peu onéreuse, permet l'évacuation par les échanges radiatifs avec la voûte céleste des calories de l'habitat, même pendant la journée et atténue l'impact les apports solaires sur l'ambiance interne de l'habitat.

Une étude comparative, effectuée avec le code numérique EVITA, entre les performances thermiques d'un habitat équipé d'une toiture isolée et celles d'un habitat muni d'une toiture assimilée à un capteur plan à eau connecté à un bassin d'eau montre que le refroidissement de cette toiture est assuré par les pertes radiatives entre l'eau du capteur et la voûte céleste [16]. Une telle toiture conduit à un coefficient d'efficacité thermique supérieur à celui obtenu pour la toiture isolée.

La toiture d'un habitat assimilée à un capteur plan à air dont la couverture est composée de tuiles en briques et de plaques en gypse, réduit les transferts de chaleur avec l'intérieur de l'habitat et y engendre une ventilation naturelle [17].

Une étude numérique basée sur la méthode des analogies électriques des transferts dans une toiture assimilée à un capteur solaire plan inclinée par rapport à horizontale, montre que pour

des angles compris entre 20° et 60°, l'inertie thermique des différents matériaux constituant la toiture n'influence pas de façon significative les transferts qui s'y déroulent [18]. Pour un l'angle d'inclinaison compris entre 20° et 45° par rapport à l'horizontale et une distance entre les plaques des parties inférieure et supérieure de la toiture comprise entre 10 et 14cm, la longueur de la toiture est comprise entre 100 et 130cm.

Une étude de faisabilité de la climatisation passive d'habitats sous climat tropical dans les Départements d'Outre-mer Français (DOM) a conduit à un document de référence sur la réglementation thermique dans la conception du projet ECODOM des logements adaptés au climat tropical des DOM :

- Il est recommandé que les façades principales du bâtiment soient orientées face aux brises ou vent dominant pendant les mois les plus chauds.
- Une implantation du bâtiment dans les zones à bonne potentialité de ventilation naturelle.
- Implanter le bâtiment en tenant compte du micro-climat.
- Une bonne végétation autour des bâtiments.

Ainsi deux projets de résidences ont été réalisés en respectant les normes reportées dans le document de référence [19].

### **1.3 Climatisation passive au Burkina Faso**

#### **1.3.1 Conditions climatiques**

Le Burkina Faso est situé au cœur de l'Afrique de l'Ouest (Fig.1.1), entre 3° de longitude EST et 6° de longitude Ouest et entre 9° et 15° de latitude Nord. Le climat est de type tropical sec, caractérisé par une alternance d'une saison sèche d'une durée de huit mois au nord, de cinq mois au Sud et d'une saison humide ou hivernage allant d'avril à octobre au sud et de juin à septembre au Nord. Une étude statistique basée sur le relevé des données météorologiques des trente dernières années de la Direction Générale de la Météorologie du Burkina Faso [67] montre que :

- quelle que soit la période de l'année, les températures sont toujours nettement supérieures à zéro.

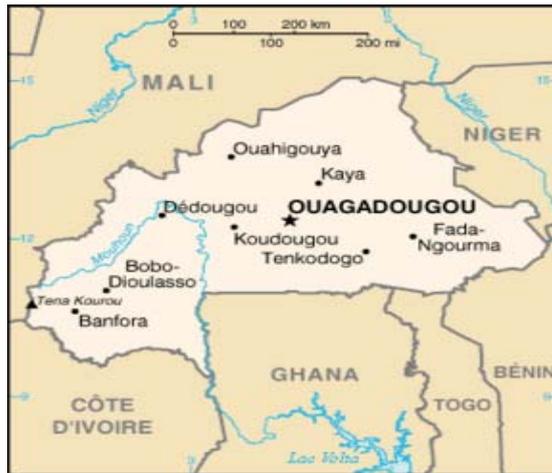


Fig. (1.1) Carte géographique du Burkina Faso

- les moyennes mensuelles dépassent rarement 35°C.
- les conditions extrêmes se rencontrent généralement dans la partie septentrionale au Nord du pays (en zones sahéliennes).
- les amplitudes thermiques annuelles sont plus importantes dans le Nord du pays.

Les mois de mars et avril sont les plus chauds de l'année et décembre et janvier les plus frais. Le Burkina Faso peut être subdivisé en trois zones climatiques (Fig.1.2). Plus récemment les données météorologiques des 30 ans dernières années (1970-2000) pour le Burkina Faso ont été analysées par Y. Ouédraogo [20] et classées en trois catégories correspondant aux trois zones du pays :

### - la zone sahélienne

Elle s'étend au Nord du pays entre les latitudes 13°5' N et 15°3' N. Elle est caractérisée par une pluviométrie faible (moins de 600 mm), des températures très élevées et une végétation d'arbustes épineux.

### - la zone soudano-sahélienne

Elle se situe au centre entre 11°3' et 13°5' de latitude Nord. Elle connaît une pluviométrie moyenne (750 mm).

### - la zone soudano-guinéenne

Elle occupe le Sud du pays, entre 9°3' et 11°3' de latitude Nord. Elle est caractérisée par des pluies relativement abondantes et des températures moyennes relativement basses.

## **Chapitre 1 : Revue Bibliographique**

---

Les villes de Dori (Nord), de Ouagadougou (sur le plateau central) et de Bobo-Dioulasso (Sud) (Fig.1.2) correspondent compte respectivement aux trois différentes zones climatiques du Burkina Faso. Le Tableau.1.1 donne les moyennes des températures pour ces différentes localités.

Zones climatiques	Moyenne des températures	Moyenne hauteurs des pluies (Isohyètes)
Sahélienne	> 29,5°C	< 600 mm
Soudano-Sahélienne	Entre 28°C et 29,5°C	Entre 600 mm et 900 mm
Soudano-Guinéenne	< 28°C	>900 mm

*Tab.1.1 températures moyenne des zones climatiques du Burkina Faso*

Au point de vue hygrométrique, le maximum d'humidité (80 %) s'observe au mois d'août qui correspond au mois où la pluviométrie est maximale (et l'évaporation minimale, < à 100 mm). D'avril à novembre, l'hygrométrique se situe en moyenne au dessus de 50 % (le maximum d'évaporation est observable aux mois de mars et d'avril (>400 mm)).

### **1.3.2 L'habitat bioclimatique**

Au Burkina Faso, l'habitat bioclimatique n'a pas, à ce jour, connu un développement comparable à celui des pays d'Europe et d'Asie malgré l'accroissement constant de la consommation énergétique dans l'habitat [26, 27, 17, 60]. Cependant, les autorités politiques, par des projets ciblés (LOCOMAT), souhaitent promouvoir les matériaux locaux et l'utilisation de l'énergie solaire dans l'habitat. C'est ainsi que, dans certaines régions du Burkina Faso, quelques services administratifs ont été construits avec des BTC (Brique de Terre Compactée) et des BLT (Bloc de Latérite Taillé) dans le cadre du projet ONU-HABITAT [71], améliorant alors le confort thermique de l'habitat. La confection de ces matériaux locaux n'engendre aucune charge énergétique, car le prix du kWh (entre 96 CFA et 200 CFA, hors taxes) au Burkina est l'un des plus chers au monde, ce qui explique en partie les charges financières élevées de la consommation électrique. L'analyse des données météorologiques de la région de Ouagadougou montre que le développement d'habitats passifs au Burkina Faso peut être envisagé avec optimisme et sérénité [20].

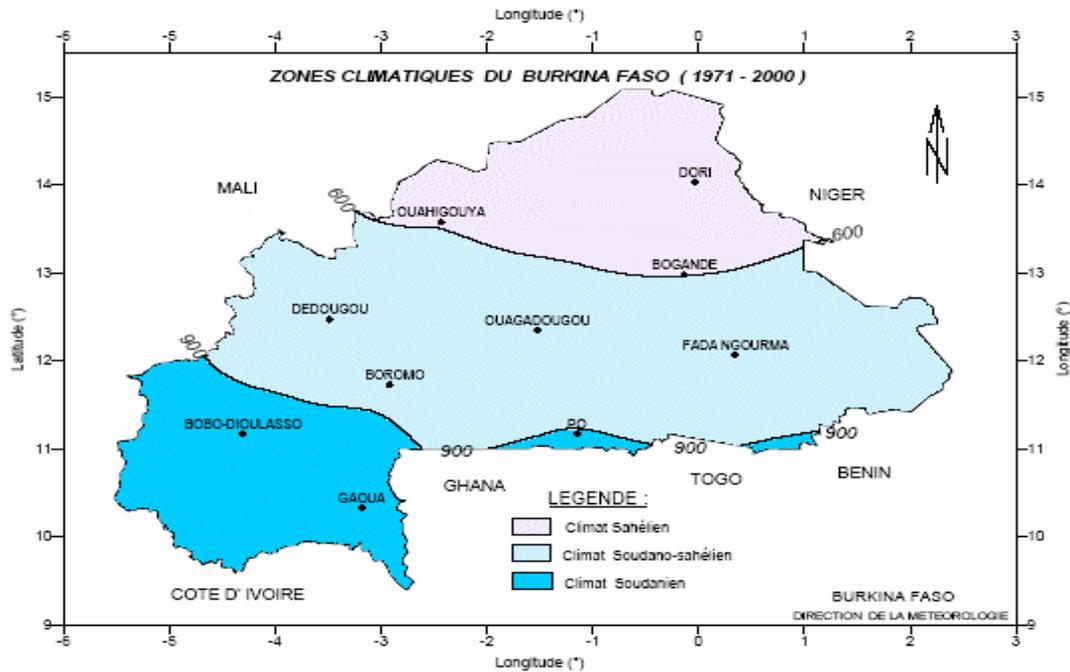


Fig. (1.2) Zones climatiques du Burkina Faso

Le confort thermique peut être décrit par des paramètres caractérisant l'aspect physiologique, psychologique et physique qui contribue à la sensation de bien-être des occupants d'un habitat [31]. Une lecture systémique du confort thermique conduit à une nouvelle caractérisation de différents facteurs et mécanismes adaptatifs observés in situ. Cette approche systématique permet la représentation de la dynamique du confort et l'élaboration des caractéristiques structurelles d'un modèle dynamique.

Lors de l'amélioration de la norme standard 55 portant sur les conditions thermiques associées à l'occupation humaine des bâtiments naturellement ventilés, Richard J. D et Gail S.B. [21] ont montré, à partir de la collecte des données météorologiques de 10 pays repartis sur 4 continents, que la notion de confort thermique dépend de 4 facteurs environnementaux tels que la température, la vitesse de l'air, le rayonnement solaire et enfin l'humidité relative de l'air. Cette étude a conduit à une nouvelle norme appelée ACS (Adaptive Comfort Standard) qui préconise le terme d'acceptabilité thermique contre le facteur d'équilibre thermique des PMV (Predicted Mean Vote). Cependant, les travaux expérimentaux destinés à comparer l'efficacité thermique de deux types de bâtiments ventilés, l'un avec un système HVAC (Heating Ventilation and Air-Conditioning), l'autre par convection naturelle (NV), confirment l'efficacité thermique du système HVAC, conduisant à une nouvelle norme ACS (Adaptive Comfort Standard).

L'utilisation de terre comme matériau pour la toiture et les murs d'un habitat adapté aux régions désertiques, telles que l'Oklahoma (U.S.A), permet de climatiser un habitat grâce à l'inertie thermique des murs, des toitures et du sol [22]. Ainsi, la température de l'air peut atteindre en été,  $41,10^{\circ}\text{C}$  le jour et  $17^{\circ}\text{C}$  la nuit, avec une température interne de l'habitat comprise  $22^{\circ}\text{C}$  et  $27^{\circ}\text{C}$ .

Une étude comparative des coûts de la climatisation d'un habitat utilisant un système conventionnel avec ceux d'une climatisation passive basée sur le stockage d'énergie dans un lit à galets disposés dans le sous-sol, montre que la température à l'intérieur de l'habitat est abaissée au cours de la journée par le déstockage des frigories assuré par un écoulement d'air à travers le lit de galets [23].

B. Givoni [24] a procédé à une étude expérimentale d'un système de climatisation passive (Fig.1.3) d'un habitat constitué de sacs remplis d'eau placés sur le toit. Au cours de la journée, protégés du rayonnement solaire au moyen d'un écran, ils contribuent à abaisser la température à l'intérieur de l'habitat. Ainsi, pour une température ambiante comprise entre  $13,6^{\circ}\text{C}$  et  $35^{\circ}\text{C}$ , celle des sacs varie entre  $18,5^{\circ}\text{C}$  et  $20^{\circ}\text{C}$  et celle à l'intérieur n'excède pas  $22,5^{\circ}\text{C}$ . La nuit, quand la température de l'eau dans les sacs est égale à celle de l'air ambiant, le refroidissement de l'eau s'effectue par les échanges radiatifs avec la voûte céleste.

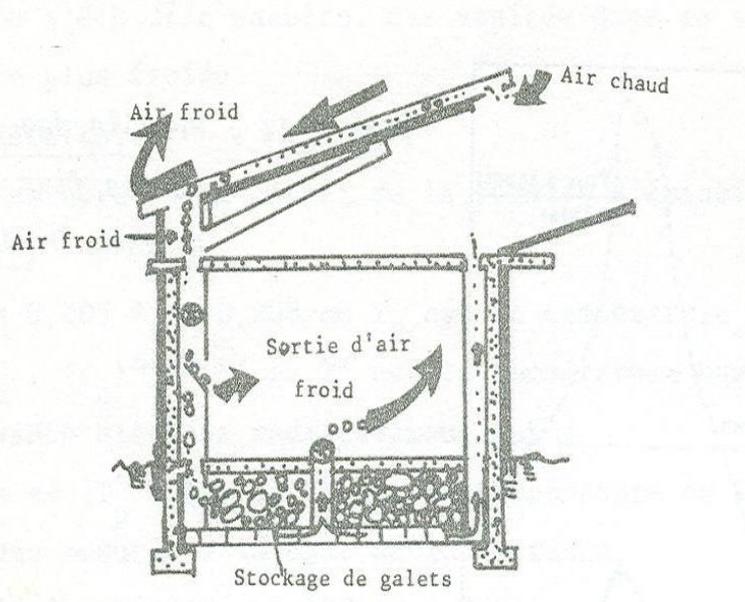


Fig.1.3 Configuration de la toiture destinée au piégeage du rayonnement solaire D'après B.Givoni

Un dispositif de climatisation passive constitué d'un réservoir rempli d'eau dont le fond joue le rôle du plafond de l'habitat, permet d'atteindre des températures à l'intérieur de cet habitat comprises entre  $21^{\circ}\text{C}$  et  $26,5^{\circ}\text{C}$  pour des températures ambiantes variant entre  $15,5^{\circ}\text{C}$  et  $43^{\circ}\text{C}$  [25].

T. Bunnag [26] a étudié expérimentalement (Fig.1.4) l'influence de la composition d'une toiture assimilée à un canal de section rectangulaire dont la distance entre les plaques supérieure et inférieure varie entre 8 et 15cm sur la ventilation naturelle qu'elle induit dans un modèle d'habitat réduit. Les résultats montrent que, pour une densité du flux solaire comprise entre  $150$  et  $350\text{Wm}^{-2}$ , une toiture de 1m, constituée de tuiles en brique et de gypse et inclinée par rapport à l'horizontale d'un angle de  $30^{\circ}$  engendre une convection naturelle dont le débit volumique d'air ventilé à travers cette toiture varie entre  $0,08 - 0,15\text{m}^3\text{s}^{-1}$ .

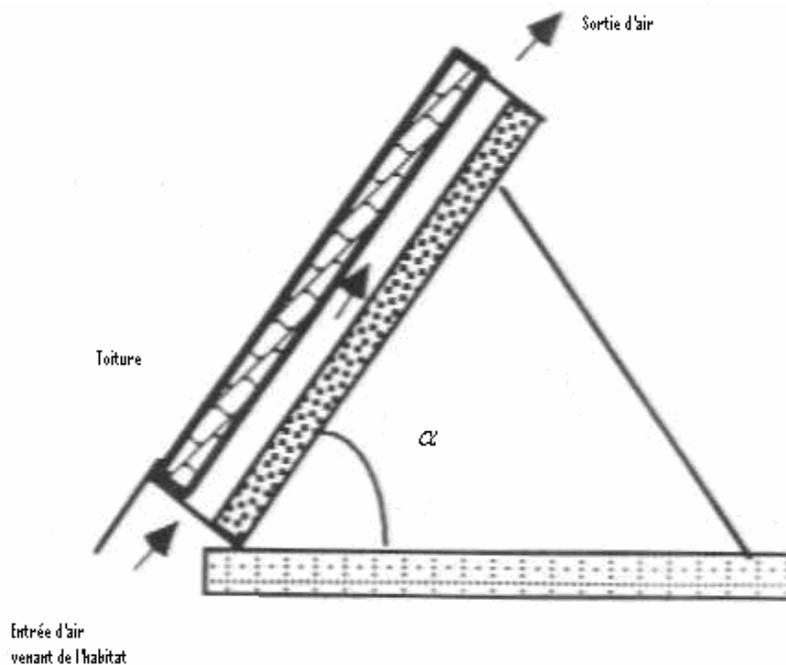


Fig. (1.4) Toiture de type capteur solaire plan

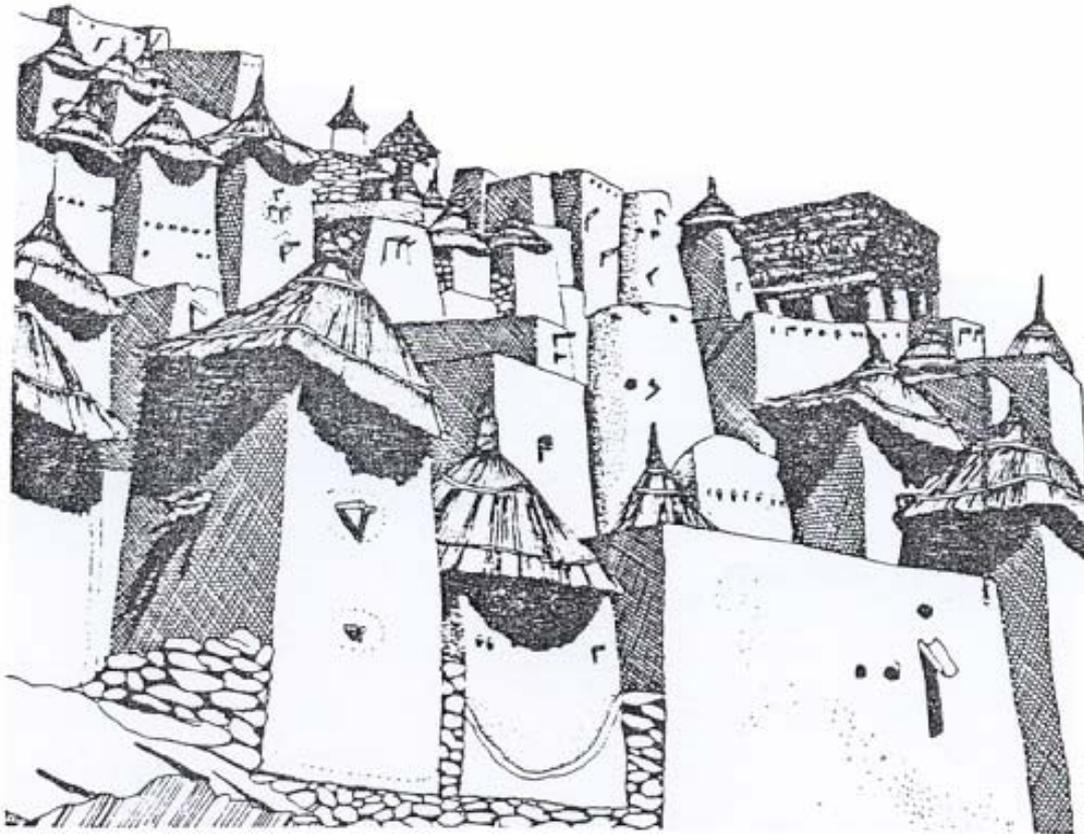
Hirunlabh et al [27] ont simulé numériquement la climatisation passive d'un habitat dont la toiture est similaire à celle étudiée par Bunnag [22]. La face externe de cette toiture est en tuile et comporte une ouverture par laquelle s'échappe l'air dans le milieu ambiant. La face interne comporte également une ouverture avec une grille communicante avec l'air interne de

l'habitat. La résolution des équations de transferts basées sur la méthode des analogies électriques conduit à des résultats similaires à ceux obtenus par Bunnag.

Les toitures en terrasses se rencontrent fréquemment dans les régions au climat chaud et sec. Elles sont constituées d'une couche d'argile ou de latérite, d'épaisseur comprise entre 20 et 30 cm. Ces toitures présentent un angle solide maximal avec le ciel, et par conséquent se refroidissent la nuit par émission de flux de grandes longueurs d'onde dans l'infrarouge. Le jour, l'importante inertie thermique de la terrasse, réduit l'accroissement de la température à l'intérieur de l'habitat tandis que celle d'un habitat dont la toiture est en tôle ondulée atteint des valeurs élevées. Les maisons avec des toitures terrasses peuvent donc, grâce au rayonnement nocturne être considérées comme des lieux agréables à vivre [28].

Les dômes des mosquées offrent une surface de déperdition double ( $2\pi R^2$ ) de celle captatrice ( $\pi R^2$ ), et par conséquent elles s'échauffent (de façon radiative) moins vite qu'une autre surface [29]. Ainsi, en milieu de journée, le haut du dôme atteint une température élevée contribuant ainsi à créer une convection naturelle dans la mosquée. L'évacuation de l'air se fait par l'effet cheminée.

A partir d'observations, A. Bowen montre que dans les régions (Fig.1.5) où le climat est chaud et sec, l'amplitude de la variation, au cours d'une journée, de la température à l'intérieur des habitats construits à partir de matériaux locaux et équipés de toits saillants n'est pas élevée. Au Mali, au pays dogon, le regroupement d'habitats contribue à favoriser leur climatisation parce que la composition du mur (mélange d'argile et de paille) et son épaisseur comprise entre 40 et 60 cm engendrent un déphasage temporel entre le flux solaire et le flux de chaleur transmis à l'intérieur de l'habitat de 12 h [30].



*Fig.1.5 Architecture traditionnelle : Village au nord du Mali d'après A. Bowen.*

La modélisation des systèmes de refroidissement basés sur l'effet thermoélectrique a montré qu'il s'agit d'un transfert thermique à partir d'un fluide à une température chaude vers un autre à une température froide par l'intermédiaire de module Peltier. Les modules Peltier sont composés de cellules thermoélectriques, chacune d'elles étant alimentée par un courant électrique. Les modules Peltier se comportent comme un échangeur de chaleur [32].

Les modules Peltier sont caractérisés par quatre paramètres universels: l'intensité du courant électrique, la différence de température entre une surface chaude et une surface froide, la tension électrique et enfin la puissance de refroidissement (QC). Les modules commerciaux sont caractérisés ces paramètres. La connaissance de ces paramètres est indispensable pour le choix des modules Peltier. [33]

### **1.4 Conclusion**

Ces rappels bibliographiques décrivent quelques systèmes de climatisation passive de l'habitat. La toiture bioclimatique s'avère être efficace pour créer une ventilation naturelle dans l'habitat. En outre, elle joue le rôle d'un bon isolant thermique en réduisant la charge thermique de l'habitat et assure ainsi un confort thermique aux occupants. Cependant, le renouvellement d'air induit par la toiture n'est pas suffisant pour assurer un confort thermique pendant certaines périodes de l'année.

Dans un habitat adapté au climat tropical sec tel que celui du Burkina Faso, l'inconfort thermique résulte principalement de la charge thermique des parois de l'habitat et surtout d'un taux très important de la sudation. Pour pallier ce problème il est nécessaire de créer une ventilation dans l'habitat. La solution de facilité peut être réalisée en utilisant un ventilateur ou un climatiseur, appareils dont la consommation en énergie contribue à une détérioration de l'environnement par les rejets de CO<sub>2</sub> dans la nature, gaz à effet de serre).

Ainsi, la création d'une ventilation naturelle dans l'habitat, contribuant à un certain confort s'avère être une solution alternative intéressante, même pour des climats très durs. En effet, le coût élevé de l'énergie, les frais récurrents d'entretien et de maintenance des appareils (souvent bruyants) utilisés pour la climatisation et la ventilation des maisons et bureaux ainsi que les problèmes de pollution interpellent plus d'un. Le chapitre suivant est consacré à la modélisation d'un habitat de type bioclimatique adapté au climat tropical sec du Burkina Faso.

## Chapitre 2

### Modélisation d'un modèle d'habitat bioclimatique

#### 2.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'établissement des équations qui régissent d'une part, les transferts de chaleur par convection naturelle dans un habitat de type bioclimatique, et d'autre part dans la toiture. Les équations de transfert sont obtenues en utilisant les analogies qui existent entre les transferts de chaleur et des transferts électriques. La connaissance des distributions de température des différents milieux de la toiture et de l'habitat est indispensable à l'optimisation de ce type d'habitat pour des conditions de confort données dans un climat tropical chaud et sec.

#### 2.2 Description du modèle physique de toiture et d'habitat

Le modèle de toiture bioclimatique que nous utilisons est de type capteur solaire plan dont la couverture est constituée de tuiles de terre comprimée, et de tuiles transparentes. Considérons, comme le montre la figure 2.1, un habitat de type bioclimatique que l'on peut décomposer en une toiture et une enceinte de section parallélépipédique. La toiture est assimilée à un canal de section rectangulaire, incliné d'un angle  $\alpha$  par rapport à l'horizontale, qui se prolonge d'une longueur suffisante pour protéger la façade et les ouvertures de parois verticales du flux solaire. Elle est ainsi composée de deux plaques parallèles qui forment un canal de section rectangulaire dans lequel circule par convection naturelle l'air puisé à l'intérieur de l'habitat. La face externe de la toiture comporte des tuiles de terre comprimées [71] de  $30\text{cm} \times 15\text{cm}$  qui alternent des tuiles en substance transparente (plexiglas) de même dimension. Elle est équipée d'une cheminée de Briques de Terre Comprimées (BTC) de  $15\text{cm} \times 10\text{cm}$  et des briques en plexiglas de  $20\text{cm} \times 10\text{cm}$ . Cette cheminée comporte des ouvertures par laquelle grâce à l'effet cheminée, l'air de la toiture entraînant l'air de l'enceinte de l'habitat vers le milieu ambiant. La face interne des plaques de la toiture est constituée d'un absorbeur de tôle de faible épaisseur noircie et d'un isolant en fibres de kapokier (*ceiba pantandra*). Les propriétés thermiques des matériaux constituant la toiture, supposées constantes sont reportées dans le Tableau 2.1.

### 2.3 Principe de fonctionnement de la toiture

Le flux solaire incident sur la toiture est la portion absorbée par les tuiles de terre stabilisées et par l'absorbeur au niveau des tuiles transparentes. Il en résulte des gradients de températures entre les différents matériaux de la toiture et l'air ce qui provoque une convection naturelle mettant en mouvement l'air dans la toiture et l'habitat (Fig.2.1).

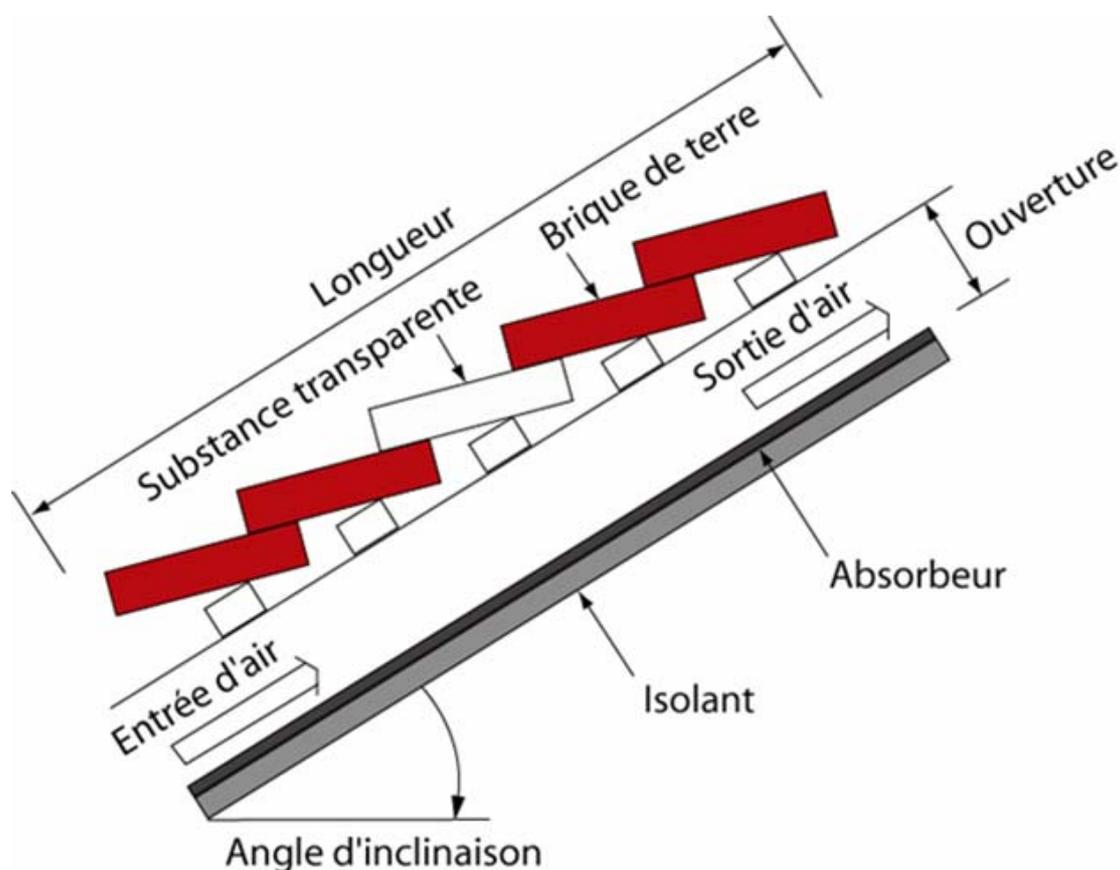


Fig.2.1 Schéma du modèle physique de la toiture

L'étude de cette toiture peut se faire essentiellement suivant deux méthodes:

-la première, la plus rigoureuse, basée la résolution des équations de transferts par convection naturelle couplées à l'équation de transfert de chaleur par conduction dans les divers matériaux aboutit à la connaissance de l'évolution spatio-temporelle de la température des différents éléments de la toiture (Tuile de Terre Comprimés et tuiles transparentes, absorbeur, et isolant) et de la vitesse à laquelle l'air circule dans cette toiture.

## CH.2 : Formulation Mathématique du problème et modélisation de la toiture

-la deuxième, consiste à établir les équations de transferts en adaptant l'analogie entre les transferts thermiques et les transferts électriques. La toiture est ainsi découpée en tranches fictives perpendiculaires à la direction de l'écoulement de l'air. La résolution des équations permet alors de suivre l'évolution au cours du temps des distributions des températures des différents composants à partir de la connaissance des coefficients de transferts de chaleur par convection, rayonnement et conduction entre les différents milieux de la toiture.

Matériaux	Masse volumique $\rho$ (Kg / m <sup>3</sup> )	Capacité calorifique $C_p$ (J / Kg.K)	Absorptivité $\gamma$	Conductivité thermique $K$ (W.m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	Émissivité $\varepsilon$
Tuile de terre comprimée	1900	780	0,485	0,658	0,834
Tuiles Transparents	1200	800	0,128	0,752	0,010
Absorbeur	2700	920	0,945	0180	0,880
Isolant	530	950	0,237	0,016	0,15

Tab. (2.1) Propriétés physiques des matériaux de la toiture

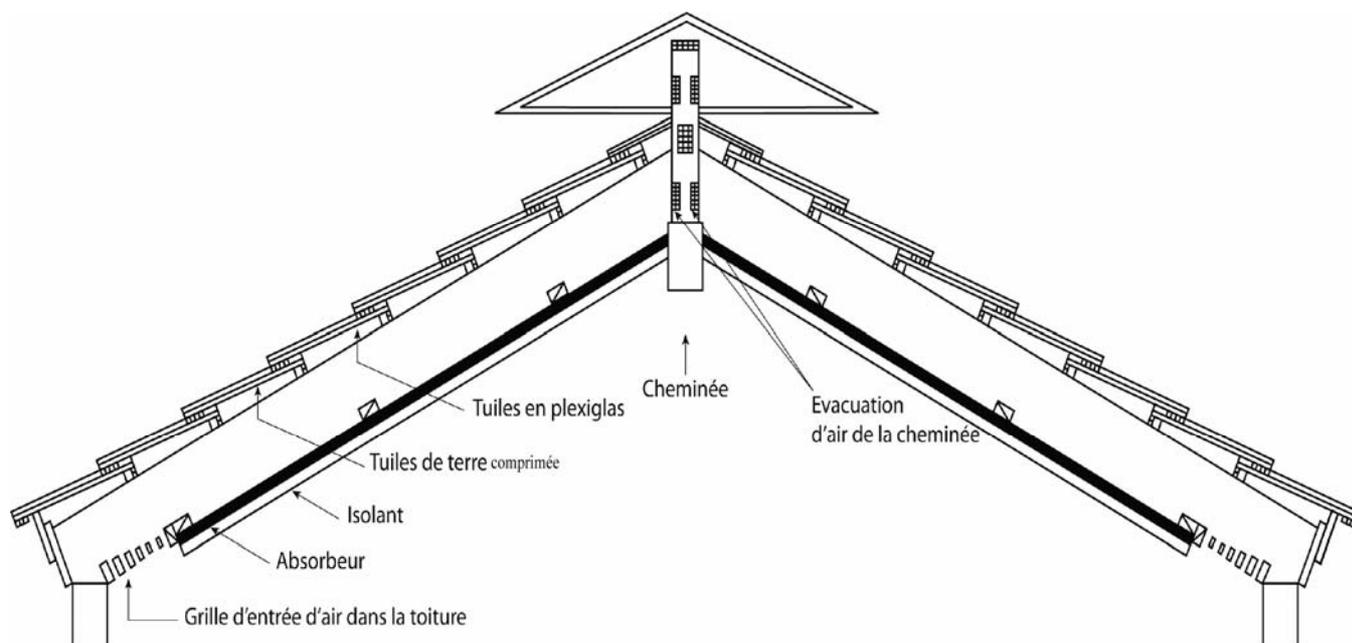


Fig.2.2 Schéma de la toiture bioclimatique

### 2.3.1 Transferts thermiques

Les transferts thermiques qui interviennent dans la toiture décrite ci-dessous sont illustrés par la Figure 2.3.

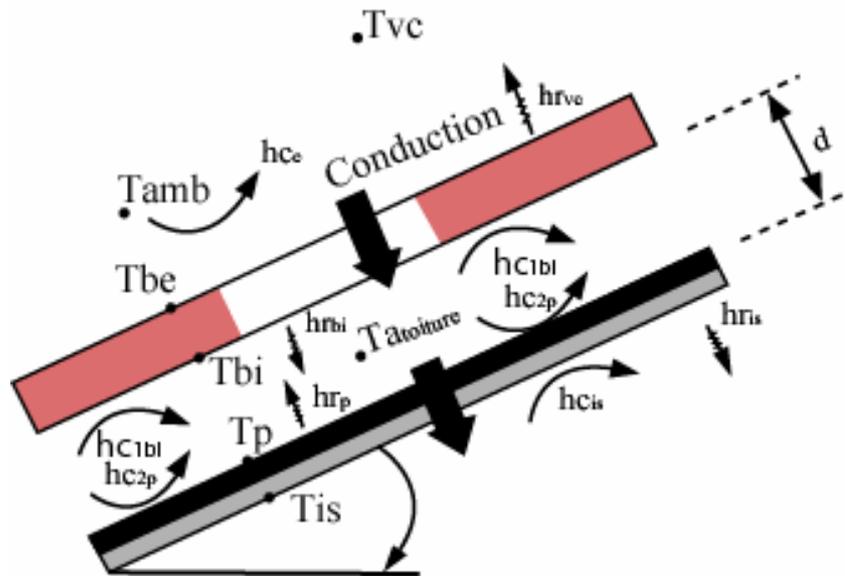


Fig.2.3 Schéma représentatif des différents modes d'échanges thermiques

-Par conduction:

entre la face externe et interne de la couverture  
 entre la face inférieure et supérieure de l'absorbeur  
 entre la face inférieure et supérieure de l'isolant.

-Par convection naturelle:

entre le milieu ambiant et la face externe de la couverture  $hc_e$   
 entre l'air de la conduite et la face interne de la couverture  $hc_{1bi}$   
 entre l'absorbeur et l'air de la conduite du canal  $hc_{2p}$ .  
 entre confiné l'air et la face inférieure de l'isolant  $hc_{is}$ .

-Par rayonnement:

entre la face externe de la couverture et la voûte céleste  $hr_{vc}$ .  
 entre la face externe de la couverture et le sol  $hr_{sol}$ .

## 2.4 Formulation mathématique

### 2.4.1 Hypothèses simplificatrices

Nous supposons que :

1. les transferts sont unidimensionnels.
2. l'inertie thermique de l'air est négligeable.
3. l'air est parfaitement transparent au rayonnement solaire.
4. la toiture et l'habitat ne sont le siège d'aucun transfert de masse.
5. les matériaux sont assimilés à des corps gris.
6. la voûte céleste se comporte comme un corps noir.
7. le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope.

### 2.4.2 Équation de base

L'établissement des équations de transfert est basé sur l'analogie entre les transferts Thermiques et électriques. En considérant ainsi chaque tranche comme une entité indépendante des autres, il est possible de décrire l'évolution au cours du temps des transferts thermiques dans la toiture. D'une façon générale, la variation instantanée de l'énergie au sein d'une tranche (i) de notre modèle est égale à la somme algébrique des densités de flux échangé au sein de cette tranche.

Elle s'écrit :

$$\frac{M_i C p_i}{S} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} = DFSA_{i,j} + \Phi_{m_i} + \sum_{i=1}^n \cdot \sum_x \Phi x_{ij} \quad (2.1)$$

$DFSA_{j,i}$  = Densité du flux solaire absorbé par le milieu (i) ( $W \cdot m^{-2}$ )

$\Phi_{m_i}$  = Source de chaleur au nœud (i) ( $W \cdot m^{-2}$ )

$\Phi x_{ij}$  = Densité du flux échangé par le mode de transferts (x) entre les milieux (i) et (j) ( $W \cdot m^{-2}$ ).

$$DFSA_{i,j} = \gamma_i \cdot \varphi_i \quad (2.2)$$

$\gamma_i$  = absorptivité thermique du milieu (i)

$\varphi_i$  = densité du flux solaire absorbé par le milieu (i) ( $W \cdot m^2$ )

En introduisant un coefficient d'échange  $h_{x_{ij}}$  entre les milieux (i et j), il vient que:

$$\Phi x_{ij} = h_{x_{ij}} (T_j - T_i) \quad (2.3)$$

et l'équation (2-1) se met sous la forme:

$$\frac{M_i C p_i}{S} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} = DFSA_{ij} + \Phi_{m_i} + \sum_{i=1}^n \cdot \sum_x h_{x_{ij}} (T_j - T_i) \quad (2.4)$$

Nous appliquons, par la suite, l'équation (2.3) aux divers milieux de la toiture.

### 2.4.3 Équations de transferts au niveau de la toiture

#### 2.4.3.1 Canal délimité par les deux plaques

L'application de l'équation (2.3) aux divers matériaux (Fig.2.4) conduit à l'expression suivante :

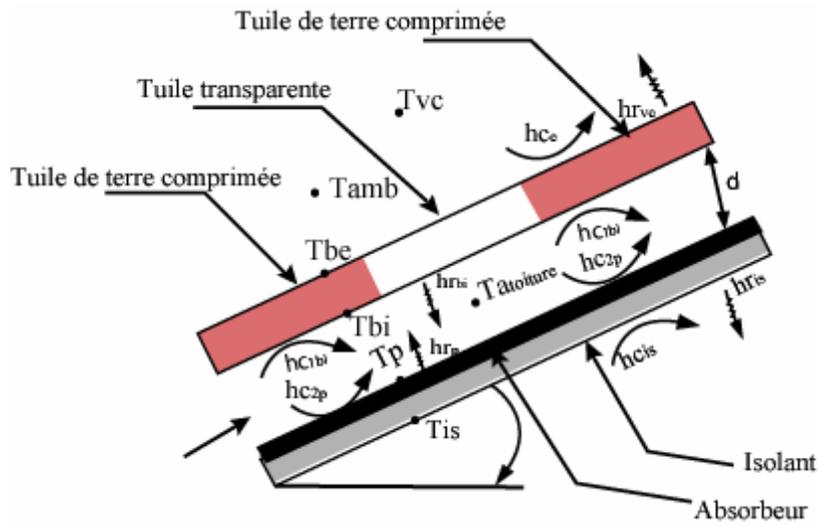


Fig.2.4 Schéma de la toiture

La face externe de la toiture

$$\frac{M_{be} C p_{be}}{S} \cdot \frac{\partial T_{be}}{\partial t} = \varphi_{be} + \frac{k_{be}}{E p_{be}} (T_{bi} - T_{be}) + h c_e (T_{amb} - T_{be}) + h r_{vc} (T_{vc} - T_{be}) + h r_{sol} F_{sol} (T_{sol} - T_{be}) \quad (2.5)$$

La face interne de la toiture

$$\frac{M_{be} C p_{be}}{S} \cdot \frac{\partial T_{bi}}{\partial t} = \frac{k_{be}}{E p_{be}} (T_{be} - T_{bi}) + h c_1 (T_a - T_{bi}) + \sum_{i=1}^3 h_{T_i \rightarrow bi} F_{i,bi} (T_i - T_{bi}) \quad (2.6)$$

L'air dans la toiture

$$\frac{M_a C p_a}{S} \cdot \frac{\partial T_{a_{toiture}}}{\partial t} = h c_{2bi} (T_{bi} - T_{a_{toiture}}) + h c_{2p} (T_p - T_{a_{toiture}}) + P u \quad (2.7)$$



$$\frac{M_{se} Cp_{se}}{S} \cdot \frac{\partial Tsi_2}{\partial t} = \frac{k_{se}}{Ep_{se}} (Tse_1 - Tsi_2) + hc_{si_2} (Ta_{sortie} - Tsi_2) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow} F_{i,j} (T_i - Tsi_2) \quad (2.13)$$

### 2.4.3.2.2 Cheminée de la toiture

La face externe de la hauteur de la cheminée

$$\frac{M_{ch} Cp_{ch}}{S} \cdot \frac{\partial Tche}{\partial t} = \frac{k_{ch}}{Ep_{ch}} (Tchi - Tche) + hc_{ch} (Tamb - Tche) + hr_{vc} (T_{vc} - Tche) + hr_{sol} F_{sol,che} (Tsol - Tche) \quad (2.14)$$

La face interne de la hauteur de la cheminée

$$\frac{M_{ch} Cp_{ch}}{S} \cdot \frac{\partial Tchi}{\partial t} = \frac{k_{ch}}{Ep_{ch}} (Tche - Tchi) + hc_{chi} (Ta_{toiture} - Tche) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow chi} F_{i,chi} (T_i - Tchi) \quad (2.15)$$

Plaque inférieure en bois : la partie interne

$$\frac{M_b Cp_b}{S} \cdot \frac{\partial Tb_1}{\partial t} = \frac{k_b}{Ep_b} (Tb_2 - Tb_1) + hc_{b_1} (Ta_{sortie} - Tb_1) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow j} (T_i - Tb_1) \quad (2.16)$$

Plaque inférieure en bois : la partie externe

$$\frac{M_b Cp_b}{S} \cdot \frac{\partial Tb_2}{\partial t} = \frac{k_b}{Ep_b} (Tb_1 - Tb_2) + hc_{b_2} (Tamb - Tb_2) + hr_{b_2} (T_{vc} - Tb_1) + hr_{sol} F_{sol} (Tsol - Tb_2) \quad (2.17)$$

$$\frac{M_b Cp_b}{S} \cdot \frac{\partial Tb'_2}{\partial t} = \frac{k_b}{Ep_b} (Tb'_1 - Tb'_2) + hc_{b'_2} (Tamb - Tb'_2) + hr_{b'_2} (T_{vc} - Tb'_1) + hr_{sol} F_{sol} (Tsol - Tb'_2) \quad (2.18)$$

$$\frac{M_b Cp_b}{S} \cdot \frac{\partial Tb'_1}{\partial t} = \frac{k_b}{Ep_b} (Tb'_2 - Tb'_1) + hc_{b'_1} (Ta_{sortie} - Tb'_1) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow j} (T_i - Tb'_1) \quad (2.19)$$



## CH.2 : Formulation Mathématique du problème et modélisation de la toiture

$$\frac{M_{b_{ppe}} C_{p_{b_{ppe}}}}{S} \frac{\partial T_{b_{ppi}}}{\partial t} = \frac{k_{b_{ppe}}}{E_{p_{b_{ppe}}}} (T_{b_{ppe}} - T_{b_{ppi}}) + hc_{b_{ppi}} (T_{f_{con}} - T_{b_{ppi}}) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow b_{ppi}} F_{i,b_{ppi}} (T_i - T_{b_{ppi}}) \quad (2.25)$$

$$\frac{M_{app} C_{p_a}}{S} \frac{\partial T_{ai}}{\partial t} = \frac{k_a}{E_{p_a}} (T_{ae} - T_{ai}) + hc_a (T_{en} - T_{ai}) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow ai} F_{i,ai} (T_i - T_{ai}) \quad (2.26)$$

$$\frac{M_{app} C_{p_a}}{S} \frac{\partial T_{ae}}{\partial t} = \frac{k_a}{E_{p_a}} (T_{ai} - T_{ae}) + hc_{ae} (T_{f_{con}} - T_{ae}) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow ae} F_{i,ae} (T_i - T_{ae}) \quad (2.27)$$

$$\frac{M_{f_{con}} C_{p_{f_{con}}}}{S} \frac{\partial T_{f_{con}}}{\partial t} = hc_{f_{con}} (T_{mpi} - T_{f_{con}}) + hc_{pci} (T_{pci} - T_{f_{con}}) + hc_{b_{ppi}} (T_{b_{ppi}} - T_{f_{con}}) + hc_{ai} (T_{ai} - T_{f_{con}}) \quad (2.28)$$

### 4.4.3.4 Partie communicant avec l'habitat (Figure 2.6) :

$$\frac{M_{ce} C_{p_{ce}}}{S} \frac{\partial T_{ce}}{\partial t} = \frac{k_c}{E_{p_c}} (T_{ci} - T_{ce}) + hc_{ce} (T_{amb} - T_{ce}) + hr_{ce} F_{vc} (T_{vc} - T_{ce}) + hr_{sol} (T_{sol} - T_{ce}) \quad (2.29)$$

$$\frac{M_{ce} C_{p_{ce}}}{S} \frac{\partial T_{ci}}{\partial t} = \frac{k_c}{E_{p_c}} (T_{ce} - T_{ci}) + hc_{ci} (T_{ent} - T_{ci}) + hr_{ci} F_{ae,ci} (T_{ae} - T_{ci}) + hr_{ci} F_{tp,ci} (T_p - T_{ci}) \quad (2.30)$$

$$\frac{M_a C_{p_a}}{S} \frac{\partial T_{ent}}{\partial t} = hc_{ci} (T_{ci} - T_{ent}) + hc_{ai} (T_{ai} - T_{ent}) + Pu \quad (2.31)$$

$$\frac{M_{app} C_{p_a}}{S} \frac{\partial T_{ae}}{\partial t} = \frac{k_a}{E_{p_a}} (T_{ai} - T_{ae}) + hc_{ae} (T_{f_{con}} - T_{ae}) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow ae} F_{i,ae} (T_i - T_{ae}) \quad (2.32)$$

$$\frac{M_{app} C_{p_a}}{S} \frac{\partial T_{ai}}{\partial t} = \frac{k_a}{E_{p_a}} (T_{ae} - T_{ai}) + hc_{ai} (T_{en} - T_{ai}) + \sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow ai} F_{i,ai} (T_i - T_{ai}) \quad (2.33)$$

Les équations 2.21, 2.23, 2.25, 2.32, 2.33 peuvent s'exprimer comme suit :

$$\sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow pi} F_{i,pi} (T_i - T_{mpi}) = hr_{pci} F_{pci,mpi} (T_{pci} - T_{mpi}) + hr_{b_{ppi}} F_{b_{ppi},mpi} (T_{b_{ppi}} - T_{mpi}) + hr_{ai} F_{ai,mpi} (T_{ai} - T_{mpi}) \quad (2.34)$$

$$\sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow pci} F_{i,pci} (T_i - T_{pci}) = hr_{mpi} F_{mpi,pci} (T_{mpi} - T_{pci}) + hr_{bppi} F_{bppi,pci} (T_{bppi} - T_{pci}) + hr_{ai} F_{ai,pci} (T_{ai} - T_{pci}) \quad (2.35)$$

$$\sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow bppi} F_{i,bppi} (T_i - T_{bppi}) = hr_{mpi} F_{mpi,bppi} (T_{mpi} - T_{bppi}) + hr_{pci} F_{pci,bppi} (T_{pci} - T_{bppi}) + hr_{ai} F_{ai,bppi} (T_{ai} - T_{bppi}) \quad (2.36)$$

$$\sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow ae} F_{i,ae} (T_i - T_{ae}) = hr_{pci} F_{pci,ae} (T_{pci} - T_{ae}) + hr_{mpi} F_{mpi,ae} (T_{mpi} - T_{ae}) + hr_{bppi} F_{bppi,ae} (T_{bppi} - T_{ae}) \quad (2.37)$$

$$\sum_{i=1}^3 hr_{i \rightarrow ai} F_{i,ai} (T_i - T_{ai}) = hr_{bi} F_{bi,ai} (T_{bi} - T_{ai}) + hr_p F_{p,ai} (T_p - T_{ai}) + hr_{bi} F_{bi,ai} (T_{bi} - T_{ai}) \quad (2.38)$$

### 2.4.3.5 Equation de base au niveau de l'habitat

L'établissement d'un bilan thermique en chaque nœud associé aux transferts dans le modèle d'habitat conduit aux équations de transferts suivantes (Figure 2.7) :

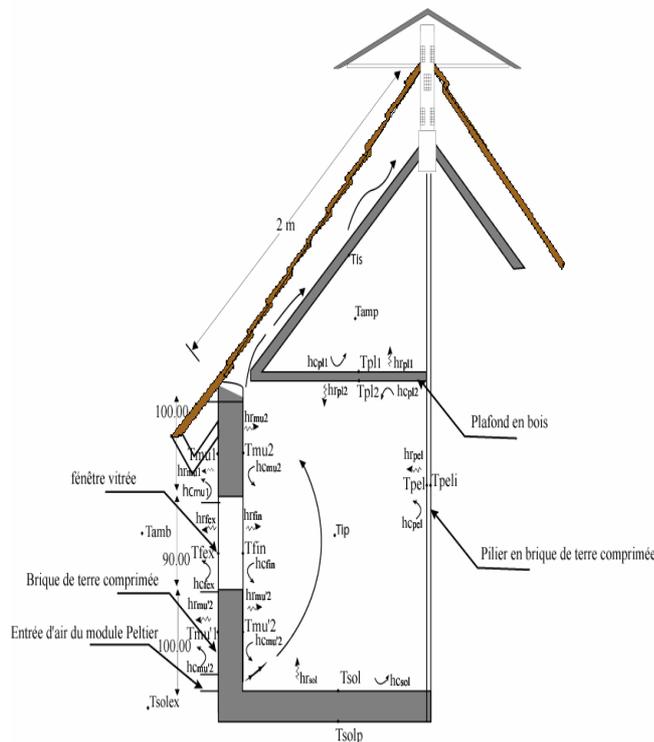


Fig.2.7 Schéma de l'habitat bioclimatique

L'air confiné dans le plafond

## CH.2 : Formulation Mathématique du problème et modélisation de la toiture

$$\frac{M_{amp} C_{p_{amp}}}{S} \frac{\partial T_{amp}}{\partial t} = hc_{amp} (T_{is} - T_{amp}) + hc_{pl_2} (T_{pl_2} - T_{amp}) \quad (2.39)$$

Le plafond : la face externe

$$\frac{M_{pl} C_{p_{pl}}}{S} \frac{\partial T_{pl_2}}{\partial t} = \frac{k_{pl}}{Ep_{pl}} (T_{pl_1} - T_{pl_2}) + hc_{pl_2} (T_{amp} - T_{pl_2}) + \sum_{i=1}^2 hr_{i \rightarrow pl_2} f_{i, pl_2} (T_i - T_{pl_2}) \quad (2.40)$$

Le plafond : la face interne

$$\frac{M_{pl} C_{p_{pl}}}{S} \frac{\partial T_{pl_1}}{\partial t} = \frac{k_{pl}}{Ep_{pl}} (T_{pl_2} - T_{pl_1}) + hc_{pl_1} (T_{ip} - T_{pl_1}) + \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow pl} F_{i, pl_1} (T_i - T_{pl_1}) \quad (2.41)$$

L'air de l'habitat

$$\frac{M_{ip} C_{p_{ip}}}{S} \frac{\partial T_{ip}}{\partial t} = hc_{pl_1} (T_{pl_2} - T_{ip}) + hc_{mu_2} (T_{mu_2} - T_{ip}) + hc_{fin} (T_{fin} - T_{ip}) + hc_{mu_2} (T_{mu_2} - T_{ip}) + hc_{sol} (T_{sol} - T_{ip}) \quad (2.42)$$

Les murs de l'habitat : la face externe

$$\frac{M_{mu} C_{p_{mu}}}{S} \frac{\partial T_{mu_2}}{\partial t} = \varphi_{mu} \cdot albd + \frac{k_{mu}}{Ep_{mu}} (T_{mu_1} - T_{mu_2}) + hc_5 (T_{ip} - T_{mu_2}) + \sum_{j=1}^3 hr_{i \rightarrow F_{i, mu_2}} (T_i - T_{mu_2}) \quad (2.43)$$

Les murs de l'habitat : la face interne

$$\frac{M_{mu} C_{p_{mu}}}{S} \frac{\partial T_{mu_1}}{\partial t} = \frac{k_{mu}}{Ep_{mu}} (T_{mu_2} - T_{mu_1}) + hc_{mu_1} (T_{amb} - T_{mu_1}) + hr_{vc} (T_{vc} - T_{mu_1}) + hr_{solex} (T_{sol} - T_{mu_1}) \quad (2.44)$$

Les fenêtres : la face interne

$$\frac{M_{fe} C_{p_{fe}}}{S} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} = \frac{k_{fex}}{Ep_{fex}} (T_{fex} - T_{fin}) + hc_{fin} (T_{ip} - T_{fin}) + \sum_{j=1}^3 hr_{i \rightarrow fin} F_{i, fin} (T_i - T_{fin}) \quad (2.45)$$

Les fenêtres : la face externe

$$\frac{M_{fe} C_{p_{fe}}}{S} \frac{\partial T_{fex}}{\partial t} = \varphi_{fex} \frac{k_{fin}}{Ep_{fin}} (T_{fin} - T_{fex}) + hc_{fex} (T_{amb} - T_{fex}) + hr_{vc} (T_{vc} - T_{fex}) + hr_{fex} (T_{solex} - T_{fex}) \quad (2.46)$$

$$\frac{M_{mu} C_{p_{mu}}}{S} \frac{\partial T_{mu_2}}{\partial t} = \frac{k_{mu}}{Ep_{mu}} (T_{mu_1} - T_{mu_2}) + hc_{mu_2} (T_{ip} - T_{mu_2}) + \sum_{j=1}^3 hr_{i \rightarrow mu_2} F_{i, mu_2} (T_i - T_{mu_2}) \quad (2.47)$$

$$\frac{M_{mu} C_{p_{mu}}}{S} \frac{\partial T_{mu_1}}{\partial t} = \frac{k_{mu}}{Ep_{mu}} (T_{mu_2} - T_{mu_1}) + hc_{mu_1} (T_{amb} - T_{mu_1}) + hr_{vc} (T_{vc} - T_{mu_1}) + hr_{solex} (T_{solex} - T_{mu_2}) \quad (2.48)$$

Le pilier de l'habitat

## CH.2 : Formulation Mathématique du problème et modélisation de la toiture

---

$$\frac{M_{pel} C_{p_{pel}}}{S} \cdot \frac{\partial T_{pel}}{\partial t} = \frac{k_{pel}}{E_{p_{pel}}} (T_{peli} - T_{epl}) + hc_{pel} (T_{ip} - T_{pel}) + \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow pel} F_{i,pel} (T_i - T_{pel}) \quad (2.49)$$

$$\frac{M_{pel} C_{p_{pel}}}{S} \cdot \frac{\partial T_{peli}}{\partial t} = \frac{k_{pel}}{E_{p_{pel}}} (T_{pel} - T_{epli}) + hc_{peli} (T_{ip} - T_{peli}) + \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow peli} F_{i,peli} (T_i - T_{peli}) \quad (2.50)$$

Le sol de l'habitat

$$\frac{M_{sol} C_{p_{sol}}}{S} \cdot \frac{\partial T_{sol}}{\partial t} = \frac{k_{sol}}{E_{p_{sol}}} (T_{sol_p} - T_{sol}) + hc_{sol} (T_{ip} - T_{sol}) + \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow sol} F_{i,sol} (T_i - T_{sol}) \quad (2.51)$$

Les équations 2.41, 2.43, 2.45, 2.47, 2.49, 2.51 peuvent s'exprimer comme suivante :

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow pl} F_{i,pl1} (T_i - Tpl_1) &= hr_{mu_2} F_{mu_2,pl1} (Tmu_2 - Tpl_1) + hr_{fin} F_{fin,pl1} (Tfin - Tpl_1) + hr_{mu_2} F_{mu_2,pl1} (Tmu_2 - Tpl_1) \\ &+ hr_{sol} F_{sol,pl1} (Tsol - Tpl_1) + hr_{pel} F_{sol,pl1} (Tpel - Tpl_1) \end{aligned} \quad (2.52)$$

$$\sum_{j=1}^3 hr_{i \rightarrow mu_2} F_{i,mu_2} (T_i - Tmu_2) = hr_{pl1} F_{pl1,mu_2} (Tpl_1 - Tmu_2) + hr_{pel} F_{pel,mu_2} (Tpel - Tmu_2) + hr_{sol} F_{sol,mu_2} (Tsol - Tmu_2) \quad (2.53)$$

$$\sum_{j=1}^3 hr_{i \rightarrow fin} F_{i,fin} (T_i - Tfin) = hr_{pel} F_{pel,fin} (Tpel - Tfin) + hr_{pl1} F_{pl1,fin} (Tpl_1 - Tfin) + hr_{sol} F_{sol,fin} (Tsol - Tfin) \quad (2.54)$$

$$\sum_{j=1}^3 hr_{i \rightarrow mu_2} F_{i,mu_2} (T_i - Tmu_2) = hr_{pl1} F_{pl1,mu_2} (Tpl_1 - Tmu_2) + hr_{pel} F_{pel,mu_2} (Tpel - Tmu_2) + hr_{sol} F_{sol} (Tsol - Tmu_2) \quad (2.55)$$

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow pel} F_{i,pel} (T_i - Tpel) &= hr_{pl1} F_{pl1,pel} (Tpl_1 - Tpel) + hr_{mu_2} F_{mu_2,pl1} (Tmu_2 - Tpel) + hr_{fin} F_{fin,mu_2} (Tfin - Tpel) \\ &+ hr_{mu_2} F_{pel,mu_2} (Tmu_2 - Tpel) + hr_{sol} F_{sol,pel} (Tsol - Tpel) \end{aligned} \quad (2.56)$$

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^5 hr_{i \rightarrow sol} F_{i,sol} (T_i - Tsol) &= hr_{pl1} F_{pl1,sol} (Tpl_1 - Tsol) + hr_{pel} F_{pel,sol} (Tpel - Tsol) + hr_{mu_2} F_{mu_2,sol} (Tmu_2 - Tsol) \\ &+ hr_{fin} F_{fin,sol} (Tfin - Tsol) + hr_{mu_2} F_{mu_2,sol} (Tmu_2 - Tsol) \end{aligned} \quad (2.57)$$

## 2.5 Méthode de résolution

Pour un intervalle de temps donné  $(t_j, t_j + \Delta t)$ , on décrit tout le système physique de la première tranche à la dernière section spatiale. La résolution des équations du bilan thermique

dans chaque section donne la répartition des températures. On exécute les mêmes opérations jusqu'à l'épuisement complet du temps  $t$ . Les équations (2-5 à 2-51) sont discrétisées à l'aide d'une méthode implicite aux différences finies.

Cette méthode basée sur un développement en série de Taylor, permet de transformer ces équations en un système d'équations algébriques dont la résolution nécessite un calcul itératif pour déterminer les grandeurs physiques à un instant donné en fonction de variables inconnues à ce même instant et de variables connues à l'instant précédent. A l'instant initial  $t_0$ , les températures de l'ensemble des milieux sont supposées égales à la température ambiante.

Les différents coefficients de transfert de chaleur sont calculés à l'instant  $t_0 + \Delta t$  en affectant une valeur arbitraire égale à la température ambiante aux températures des différents milieux de la toiture. Le système d'équations algébriques est ensuite résolu à l'aide de la méthode «Diabolo Sablier». Cette résolution conduit à de nouvelles valeurs de températures qui sont comparées aux valeurs arbitraires. Si l'écart est supérieur à la précision souhaitée (de 0,5% à 0,7%), les valeurs des températures calculées remplacent les valeurs arbitraires et la procédure du calcul est reprise jusqu'à ce que la précision souhaitée soit atteinte. La température de l'air de la tranche considérée est ensuite calculée et est considérée comme égale à la température de l'air à l'entrée de la tranche suivante. Pour commencer les calculs, il est nécessaire de connaître le débit d'air véhiculé par convection naturelle à travers la toiture.

Ce débit est proportionnel à la différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie de la toiture assimilée à un canal. Cette dernière est une inconnue de notre problème. Aussi, est-il nécessaire d'affecter à cette température une valeur arbitraire pour déterminer le débit d'air traversant le canal à partir d'une corrélation [14] et ainsi résoudre les équations (2-5 à 2-51). Ainsi, la température de l'air à la sortie de la toiture est comparée à la valeur arbitraire qui lui est attribuée pour le calcul du débit d'air. Si l'écart est inférieur à une précision souhaitée(0,5), les calculs sont incrémentés d'un pas de temps, sinon la température de sortie calculée remplace la valeur arbitraire et la résolution des équations est reprise jusqu'à ce que la précision souhaitée soit atteinte.

### 2.5.1 Approximation du rayonnement solaire

Nous évaluons le flux solaire capté par la toiture en utilisant le modèle de Lieu et Jordan [38,39], qui réduit considérablement la taille du fichier météorologique et fournit des résultats peu sensibles à la distribution aléatoire du rayonnement solaire dans le mois.

Cette méthode conduit à la notion de journée type caractéristique du climat en un lieu donné et à calculer pour cette journée le flux solaire horaire capté par un plan incliné, connaissant les valeurs moyennes mensuelles du flux global journalier sur un plan horizontal [40].

### **2.6 Conclusion**

Nous avons établi à l'aide de la méthode des analogies électriques les équations qui régissent les transferts de chaleur dans une toiture assimilée à un canal de section rectangulaire et dans une enceinte de forme parallélépipédique. Les équations de transferts sont résolues par un schéma implicite aux différences finies et la méthode «Diabolo Sablier». Les équations de transferts de chaleur font intervenir des coefficients de transferts dont les valeurs sont déduites de corrélations semi-empiriques que nous reportons dans le chapitre suivant.

## Chapitre 3

### Détermination des paramètres mis en évidence dans le fonctionnement de notre modèle de toiture bioclimatique

Afin de résoudre les équations établies au chapitre précédent, il est nécessaire de déterminer les coefficients de transfert de chaleur qui sont généralement fonctions des températures des différents milieux de notre modèle.

La densité de flux de chaleur déduite de l'équation 2.3 est :

$$\Phi_{x_{ij}} = \frac{q_{x_{ij}}}{S} = h_{x_{ij}}(T_j - T_i) \quad (3.1)$$

où  $S$  : La surface à travers laquelle s'effectue le transfert de chaleur et  $h_{x_{ij}}$ , désigne le coefficient d'échange thermique par le mode  $x$  (conduction, convection, rayonnement) entre les éléments de la surface d'indice  $i$  et  $j$ . Ainsi, nous sommes amenés à déterminer les différents coefficients de transfert mis en jeu dans les équations différentielles régissant les transferts dans notre modèle d'habitat. Ce chapitre traite du calcul de ces coefficients de chaleur présentés dans le chapitre précédent.

#### 3.1 Rappel sur les coefficients de transfert de chaleur

Nous rappelons les lois et les corrélations semi-empiriques, portant sur les échanges radiatifs, convectifs, et le transfert de chaleur par conduction rencontrés dans la littérature.

##### 3.1.1 Transfert de chaleur par conduction

Considérons un solide de conductivité thermique  $k$ , d'épaisseur  $Ep$  dont les faces sont maintenues aux températures  $T_1$  et  $T_2$ . La densité du flux de chaleur entre les isothermes  $T_1$  et  $T_2$  est déduit de la loi de Fourier :

$$\Phi_{d12} = \frac{k}{Ep}(T_1 - T_2) = h_{d12}(T_1 - T_2) \quad (3.1)$$

### CH.3 : Détermination des paramètres mis en évidence

---

avec :  $h_{d12}$  = coefficient de transfert par conduction entre les isothermes

$$T_1 \text{ et } T_2 \text{ (} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \text{)}.$$

#### 3.1.2 Transfert de chaleur par convection naturelle

Le coefficient de transfert de chaleur entre une paroi et un fluide en mouvement par convection naturelle en règle générale se déduit du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h_{ci,j} L}{k} \quad (3.3)$$

où :  $h_{ci,j}$  : coefficient d'échange par convection entre la paroi et le fluide ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ )

$L$  : Longueur caractéristique ( $m$ )

$k$  : Conductivité thermique du fluide ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ )

avec :

$$Nu = a(Gr.Pr)^n \quad (3.4)$$

\*  $Gr$  est le nombre de Grashof thermique s'écrivant

$$Gr = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (3.5)$$

où :  $g$  : Coefficient d'accélération de la pesanteur ( $m \cdot s^{-2}$ )

$\beta$  : Coefficient de dilation thermique du fluide (pour un gaz parfait) ;  $\beta = \frac{1}{T}$  ( $K^{-1}$ )

$\Delta T$  : Écart de température entre la paroi et le fluide ( $K$ )

$\nu$  : Viscosité cinématique du fluide ( $m^2 \cdot s^{-1}$ )

### CH.3 : Détermination des paramètres mis en évidence

---

Pr nombre de Prandtl défini par :

$$\text{Pr} = \frac{\rho v C_p}{k} \quad (3.6)$$

où :  $\rho$  : masse volumique du fluide ( $kg.m^{-3}$ )

$C_p$  : Capacité calorifique du fluide à pression constante ( $(J.kg^{-1}.K^{-1})$ )

$k$  : Conductivité thermique du fluide ( $(W.m^{-1}.K^{-1})$ )

Dans le cas de l'air, le nombre de Prandtl varie faiblement avec la température et peut être considéré constant pour les gammes de températures utilisées dans l'habitat. ( $\text{Pr} \approx 0.7$ )

On peut donc écrire :

$$Nu = A\Delta T^n \quad (3.7)$$

où : a, n et A sont des constantes dépendant de la géométrie du système et du régime de la convection. Elles sont choisies de façon à représenter aussi correctement que possible les phénomènes mis en jeu dans les transferts par convection naturelle.

#### 3.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement.

Afin de tenir compte des propriétés optiques et géométriques des surfaces considérées, il est possible d'utiliser le facteur de forme gris  $F'_{12}$  défini par [70]

$$F'_{1 \rightarrow 2} = \left[ \frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2} \right]^{-1} \quad (3.8)$$

où :  $\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$  : émissivité respective des surfaces d'indices 1 et 2.

$F_{1 \rightarrow 2}$  : Facteur de forme géométrique entre les surfaces d'indice 1 et 2.

$S_1$  et  $S_2$  : aires respectives des surfaces d'indices 1 et 2 ( $m^2$ ).

Le flux radiatif net  $q_{r12}$  entre les surfaces d'indices 1 et 2 de température respective  $T_1$  et  $T_2$  est donné par :

$$q_{r12} = S_1 F'_{1 \rightarrow 2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (W) \quad (3.9)$$

### CH.3 : Détermination des paramètres mis en évidence

---

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzman  $\sigma = 5.67.10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$

La densité de flux surfacique radiatif au niveau de la surface d'indice 1 s'écrit :

$$\Phi_{r12} = \frac{q_{r12}}{S_1} = F'_{1 \rightarrow 2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (W.m^2) \quad (3.10)$$

Sous forme linéarisée,  $\Phi_{r12}$  s'écrit :

$$\Phi_{r12} = hr_{12}(T_1 - T_2) \quad (3.11)$$

$hr_{12}$  = Coefficient d'échange par rayonnement entre les surfaces d'indices 1 et 2.

En égalant les deux relations précédentes, en tenant compte de la relation (3), l'expression générale du coefficient de transfert radiatif entre deux surfaces d'indice 1 et 2 s'écrit :

$$hr_{12} = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (3.12)$$

## 3.2 Détermination des coefficients de transfert de chaleur par conduction

### 3.2.1 Au niveau de la toiture

Les matériaux utilisés dans la toiture sont supposés homogènes. Soient  $E_{p_i}$  ( $E_{p_{be}}$ ,  $E_{p_p}$ ,  $E_{p_{is}}$ ,  $E_{p_{ch}}$ ), les épaisseurs des plaques de briques de terre comprimées (BTC) et des tuiles transparentes, de l'absorbeur et de l'isolant, de conductivité thermique  $k_i$  ( $k_{be}$ ,  $k_p$ ,  $k_{is}$ ,  $k_{ch}$ ), les coefficients de transfert de chaleur par conduction à travers l'épaisseur de ces matériaux vérifient l'expression suivante :

$$h_{d_i} = \frac{k_i}{E_{p_i}} \quad (3.13)$$

### 3.2.1 Au niveau de l'habitat

Soient  $Ep_i$  ( $Ep_{pl_1}$ ,  $Ep_{mu}$ ,  $Ep_{fe}$ ,  $Ep_{sol}$ ,  $Ep_{ch}$ ) les épaisseurs du plafond, du mur, de la fenêtre et du sol, de conductivité thermique  $k_i$  ( $k_{pl_1}$ ,  $k_{mu}$ ,  $k_{fe}$ ,  $k_{sol}$ ,  $k_{ch}$ ), les coefficients de transfert de chaleur par conduction au sein de ces matériaux sont calculés à l'aide de l'expression ci-dessus (3.13).

## 3.3 Déterminations des coefficients de transferts de chaleur convection naturelle.

### 3.3.1 Au niveau de la toiture

#### 3.3.1.1 paroi externe de la toiture

L'échange de chaleur entre la face externe de la toiture et l'air ambiant se fait essentiellement sous l'action du vent. Le coefficient de transfert de chaleur  $hc$  est déduit de la relation de McAdam [45]

$$hc = 5.7 + 3.8V \quad (W.m^{-2}.K^{-1}) \quad (3.14)$$

où :  $V$  = la vitesse du vent au niveau de la toiture. ( $m.s^{-1}$ ).

#### 3.3.1.2 Paroi interne de la toiture

Les coefficients de transferts de chaleur par convection naturelle entre la face interne de la toiture et l'air avoisinant dépendent de la configuration géométrique considérée.

**a) Enceinte parallélépipédique ouverte :** la toiture étant assimilée à une enceinte rectangulaire ouverte, le coefficient de transfert de chaleur  $hc$  entre la plaque inclinée par rapport à la verticale et l'air circulant dans le canal, est déduit de la relation proposée par Hirunlab. J [27]. Pour tout rapport de forme ( $H/L$ ).

$$Nu_L = 1 + \left[ 0.071(Gr.Pr)^{1/3} \left( \frac{H}{L} \right)^{-1/9} - 1 \right] \sin \alpha \quad (3.15)$$

où :  $2,1.10^5 < Gr < 1,1.10^7$

Le débit d'air volumique  $Q_m$  ( $m^3/s$ ) engendré par la convection naturelle dans le canal est obtenu à partir de l'expression de Bansal, Mathur et Bhandari [42] :

$$Q_m = Cd.A. \left[ g.L.\sin \alpha \left( \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{fe}} \right) \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

où : Cd : coefficient de charge de l'ouverture de section rectangulaire (0.8)

$\alpha$  : Angle d'inclinaison de la toiture ( $^\circ$ )

G : Coefficient d'accélération de la pesanteur, ( $9,81m/s^2$ )

A : Section du canal ( $m^2$ )

L : Longueur de la toiture ( $m$ )

$T_{fe}$  : Température de l'air à l'entrée du canal (K)

$T_{fs}$  : Température de l'air à la sortie du canal (K)

Les coefficients de transfert de chaleur par convection entre la paroi interne de l'isolant et l'air confiné sont calculés partir de l'expression suivante [47] :

$$h_c = 1.42 \left[ \frac{\sin \alpha (T_{is} - T_{amp})}{L} \right]^{0.25} \quad (3.17)$$

**b) Enceinte parallélépipédique fermée :** dans le cas où la toiture est assimilée à une section rectangulaire fermée, le coefficient de transfert de chaleur par convection est déterminé à partir d'une relation qui exprime le Nombre de Nusselt en fonction de l'angle d'inclinaison  $\alpha^*$  par rapport l'horizontal et du rapport de forme  $H/L$ . Pour un rapport de forme  $H/L$  supérieure à 12, nous utilisons l'expression proposée par Hollands [69].

### CH.3 : Détermination des paramètres mis en évidence

$$Nu_L = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \alpha} \right]^* \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8 \alpha)^{1.6}}{Ra_L \cos \alpha} \right] + \left[ \left( \frac{Ra_L \cos \alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \quad (3.18)$$

$$\frac{H}{L} \geq 12$$

$$0 < \alpha \leq \alpha^*$$

L'exposant (\*) signifie que le terme entre parenthèse doit être pris égal à zéro s'il est négatif

où :  $\alpha$  : Angle d'inclinaison par rapport à l'horizon de l'enceinte rectangulaire ( $^\circ$ )

$Ra_L$  : Nombre de Rayleigh ( $Gr_L \cdot Pr$ )

$H$  : Hauteur de la toiture ( $m$ )

$L$  : Longueur de l'enceinte ( $m$ )

$(H/L)$	1	3	6	12	$> 12$
$\alpha^*$	$25^\circ$	$53^\circ$	$60^\circ$	$67^\circ$	$70^\circ$

Tab.2.2 valeur limite de l'angle d'inclinaison de l'enceinte rectangulaire par rapport l'horizontale ( $\alpha^*$ )

Pour un rapport de forme  $H/L$  inférieure à 12, nous utilisons la corrélation suivante :

$$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_{L(\alpha=0)} \left[ \frac{\overline{Nu}_{L(\alpha=90)}}{\overline{Nu}_{L(\alpha=0)}} \right]^{\alpha/\alpha^*} (\sin \alpha^*)^{\alpha/4\alpha^*} \quad (3.19)$$

$$\frac{H}{L} \leq 12$$

$$0 < \alpha < \alpha^*$$

avec :

$$\overline{Nu}_L = 0.069 \left[ Ra_L^{1/3} (Pr^{0.074}) \right] \quad (3.20)$$

$$3.10^5 < Ra_L < 7.10^9$$

$$\overline{Nu}_L = 0.22 \left( \frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.28} \left( \frac{H}{L} \right)^{-1/4} \quad (3.21)$$

$$2 < \frac{H}{L} < 10$$

$$Pr < 10^5$$

$$10^3 < Ra_L < 10^{10}$$

Les coefficients de transfert de chaleur par convection entre la paroi supérieure et l'air du canal sont tirés de la relation de Churchill et Chu [47].

**c) Extrémité inférieure et supérieure de la toiture :** dans cette partie de la toiture, les transferts de chaleur par convection naturelle s'effectuent de part et d'autre d'une paroi que l'on peut assimiler à une plaque inclinée d'un angle ( $\alpha$ ) par rapport à la verticale, dont les faces supérieure et inférieure échangent par convection naturelle avec l'air avoisinant. Aussi, pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur entre la face inférieure de la plaque et l'air qui circule en son voisinage, nous utilisons la corrélation proposée par Chen [44] :

$$Nu = \frac{X(Pr)}{3 \left[ \frac{1}{5} + A(\alpha) \right]} \cdot \left[ \frac{Ra}{5} \right]^{\frac{1}{5} + A(\alpha)} \quad (3.22)$$

$$15 < \alpha < 90$$

avec :

$$X(Pr) = \frac{Pr^{0.5}}{0.25 + 1.6Pr^{0.5}}$$

$$A(\alpha) = 0.070 \sqrt{\cos \alpha}$$

$$10^3 \leq Ra \leq 10^6$$

Les coefficients de transfert de chaleur par convection entre la paroi supérieure de la plaque et l'air sont déduits de la relation proposée par Churchill et Chu [47].

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (3.23)$$

avec :

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

$$Ra_L \leq 10^9$$

$$Gr_L = \frac{g \cos \alpha \beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

où :  $Gr$  : nombre de Grashof

$g$  : Coefficient d'accélération de la pesanteur

$\alpha$  : Angle d'inclinaison ( $^\circ$ )

$\beta$  : Coefficients de dilatation thermique de l'air ( $K$ )

$\Delta T$  : Écart de température entre les parois et l'air ( $K$ )

$\nu$  : viscosité cinématique du fluide ( $m^2 \cdot s^{-1}$ )

#### 3.3.2 Au niveau l'enceinte de l'habitat

Les coefficients de transferts de chaleur  $hc_{pl1}$ ,  $hc_{mu2}$ ,  $hc_{fin}$ ,  $hc_{mu'2}$ ,  $hc_{sol}$ ,  $hc_{pel/peli}$  entre les parois verticales et l'air de l'enceinte de l'habitat sont calculés à l'aide de la relation proposée par Churchill et Chu[47]

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (3.24)$$

avec :

$$Ra_L \leq 10^9$$

$$Gr_L = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

Le coefficient de transfert de chaleur entre la face supérieure de la paroi horizontale et l'air circulant est déduit de la relation proposée Macadams [45]:

$$Nu_m = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad (3.25)$$

avec :

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

$$10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$$

### 3.4 Détermination des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement

#### 3.4.1 Au niveau de la toiture

##### 3.4.1.1 Paroi externe de la toiture

La paroi externe de la toiture est le siège d'un échange radiatif avec d'une part la voûte céleste et d'autre part le milieu ambiant notamment le sol. Le coefficient qui permet de déterminer ce transfert est déduit de la relation suivante :

$$hr_{vc} = \frac{\sigma \cdot (T_{be}^2 + T_{vc}^2) \cdot (T_{be} + T_{vc})}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{vc}} - 1} \quad (3.26)$$

$$hr_{sol} = \frac{\sigma \cdot (T_{be}^2 + T_{sol}^2) \cdot (T_{be} + T_{sol})}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{sol}} - 1} \quad (3.27)$$

où :  $T_{be}$  : Température de la toiture externe ( K )

$\varepsilon_c$  : Émissivité de la couverture

### CH.3 : Détermination des paramètres mis en évidence

---

$F_{vc}$  : Facteur de forme géométrique entre la couverture et la voûte céleste

$$(1 + \cos \alpha) / 2$$

$F_{sol}$  : Facteur de forme géométrique entre la couverture et le sol

$$(1 - \cos \alpha) / 2$$

$\alpha$  : Angle d'inclinaison de la couverture par rapport à l'horizontale

Dans la littérature, on rencontre diverses expressions de la température de la voûte céleste ( $T_{vc}$ ). Parmi elles, nous avons retenu celle proposée par B. Givoni [43] :

$$T_{vc} = \varepsilon_c^{1/4} T_{amb}^{1/4} \quad (3.28)$$

avec :  $\varepsilon_c$  = Émissivité du ciel.

Granier [46], a de son côté élaboré une corrélation en fonction de:

- la température ambiante  $T_{amb}$
- l'humidité relative de l'air  $Hr$
- la nébulosité totale du ciel ou taux de couverture du ciel. ( $Ne$ )  
est compris entre 0 et 8.  $Ne=0$ , pour un ciel pur, et  $Ne=8$  pour un ciel couvert

$$T_{vc} = \left(\frac{L}{\sigma}\right)^{1/4} \quad (3.29)$$

où :

$L$  = Flux radiatif atmosphérique de grande longueur d'onde

$$L = L_0(1 + 0,1A) + \frac{BCNe}{8} \quad (3.30)$$

$L_0$  = émission de l'atmosphère libre

$$L_0 = 3,6(T_{amb} - 273,150) + 231$$

$$A = 10,1 \log P_v - 12,3$$

$P_v$  = Pression partielle de la vapeur d'eau ( $P_a$ )

$$B = 1,7(T_{amb} - 273,150) + 107$$

$B$  = apport complémentaire des nuages

$$C = -0,22 \log P_v + 1,25$$

$C$  = complément.

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face inférieure de la toiture (partie débordante) et le mur extérieur de l'enceinte de l'habitat vérifie la relation suivante :

$$hr_{mu1,pce} = \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot F_{mu1,pce} (T_{mu1}^2 + T_{pce}^2)(T_{mu1} + T_{pce}) \quad (3.31)$$

avec :  $F_{mu1,pce}$  = Facteur de forme géométrique entre la face inférieure de la toiture et le mur extérieur, calculé à l'aide de la relation C.14.

#### 3.4.1.2 Paroi interne de la toiture

Dans la toiture assimilée à un parallélépipède, les coefficients de transfert de chaleur par rayonnement peuvent être, selon la géométrie du modèle, regroupés en deux catégories :

##### a) Transfert radiatifs entre deux plans perpendiculaires ayant un côté commun et entre deux plans de même dimension ayant un côté commun

Les coefficients de transfert de chaleur ( $hr_{pci}, hr_{bppi}, hr_{ai}, hr_{mpi}, hr_{bi}, hr_p$ ) sont déduits de la relation suivante :

$$hr = \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot F_{12} (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2) \quad (3.32)$$

$F_{12}$  = Facteur de forme entre deux plans perpendiculaires ayant un côté commun. Il est calculé en utilisant les relations C.4 et C.2.

Les coefficients de transfert de chaleur entre deux plans perpendiculaires de mêmes dimensions ayant un côté commun vérifient, également la relation ci-dessus.

##### b) Transfert radiatifs entre deux plans rectangulaires parallèles de même aire

Dans cette configuration géométrique, les coefficients de transfert de chaleur sont déduits de la relation :

$$hr = \frac{\sigma \cdot (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (3.33)$$

**3.4.2 Au niveau de l'habitat**

**3.4.2.1 Transferts radiatifs entre deux plans parallèles de longueur infinie**

Soient :  $i, pl_1, mu_2, mu_2', fin, sol, peli, peli$ , les indices concernant le plafond, mur interne et externe, la fenêtre, le sol et le pilier de l'habitat. Le facteur de forme géométrique  $F_{p \rightarrow i}$  entre le mur interne et les différents matériaux est donné par l'expression:

$$F_{p \rightarrow i} = \frac{1}{2C} \left[ \sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(B-C)^2 + 4} \right] \quad (3.34)$$

$$F_{ip \rightarrow p} = \frac{1}{2B} \left[ \sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(C-B)^2 + 4} \right] \quad (3.35)$$

avec :

$$B = \frac{b_i}{a}, C = \frac{c}{a}$$

où :

$F_{p \rightarrow i}$  : Facteur de forme géométrique entre le mur interne  $p$  et la paroi  $i$

$F_{i \rightarrow p}$  : Facteur de forme entre la paroi externe  $i$  et le mur interne  $p$

$a$  : Distance entre la paroi externe et interne ( $m$ )

$b_i$  : Longueur de la poutre externe

$$hr_{p,i} = \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot (F_{p \rightarrow i} (T_p^2 + T_i^2)) \cdot (T_p + T_i) \quad (3.36)$$

**3.4.2.2 Transferts radiatifs entre deux plans perpendiculaires de longueur infinie**

L'expression du facteur de forme entre deux plans perpendiculaires de longueur infinie s'écrit :

$$F_{s \rightarrow i} = \frac{1}{2} (1 + H - \sqrt{1 + H^2}) \quad (3.37)$$

$$H = \frac{h}{l_i}$$

ou  $F_{s \rightarrow i}$  : facteur de forme géométrique entre le sol de l'enceinte de l'habitat  $s$  et le mur  $i$  ; et le mur externe  $n$  et le mur interne  $p$  .

$h$  : Hauteur du mur  $i$  ( $m$ )

$l_i$  : Longueur du sol interne.

Nous pouvons déterminer les autres facteurs de forme dans l'enceinte en appliquant les relations (Annexe. C.2 et C.13.)

Le coefficient de transfert radiatif entre deux surfaces perpendiculaires infinies s'écrit :

$$hr_{s,i} = \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot F_{s \rightarrow i} (T_s^2 + T_i^2) \cdot (T_s - T_i) \quad (3.38)$$

### 3.5 Conclusion

Nous avons reporté les expressions des coefficients de transferts thermiques intervenant dans les équations qui régissent les transferts de chaleur dans la toiture et dans l'enceinte de l'habitat. Nous exposons et commentons les résultats des simulations des transferts dans l'habitat dans le chapitre suivant.

## Chapitre 4

### Résultats et discussion

#### 4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous validons le code numérique que nous avons élaboré et nous présentons et analysons les résultats concernant l'évolution au cours du temps des températures des matériaux de la toiture et du débit d'air qui y circule par convection naturelle.

Nos calculs ont été effectués en utilisant des données météorologiques de la région de Ouagadougou [67], pour la journée type du mois de Mars et pour un taux de renouvellement égal à 10 fois le volume de l'habitat. Cette période correspond à la saison sèche caractérisée par des températures de l'air et un flux de chaleur élevés.

##### 4.1.1 Validation du code numérique

Afin de valider notre code numérique, nous avons appliqué notre code au modèle de toiture bioclimatique présenté par Jompob Waewsak [18]. Ce modèle décrit un habitat équipé d'une toiture composée de tuiles de terre stabilisées et de tuiles en substance transparente.

Une comparaison entre les distributions des températures des différents matériaux constituant la toiture et le débit d'air qui y circule par convection naturelle montre un bon accord qualitatif et quantitatif. En effet, l'écart maximal observé pour les températures est de l'ordre de 5% et de 7% pour le débit d'air (fig.4.1 et 4.2). Ces écarts sont principalement dûs à la différence entre les données météorologiques pour un climat tropical humide et un climat tropical sec.

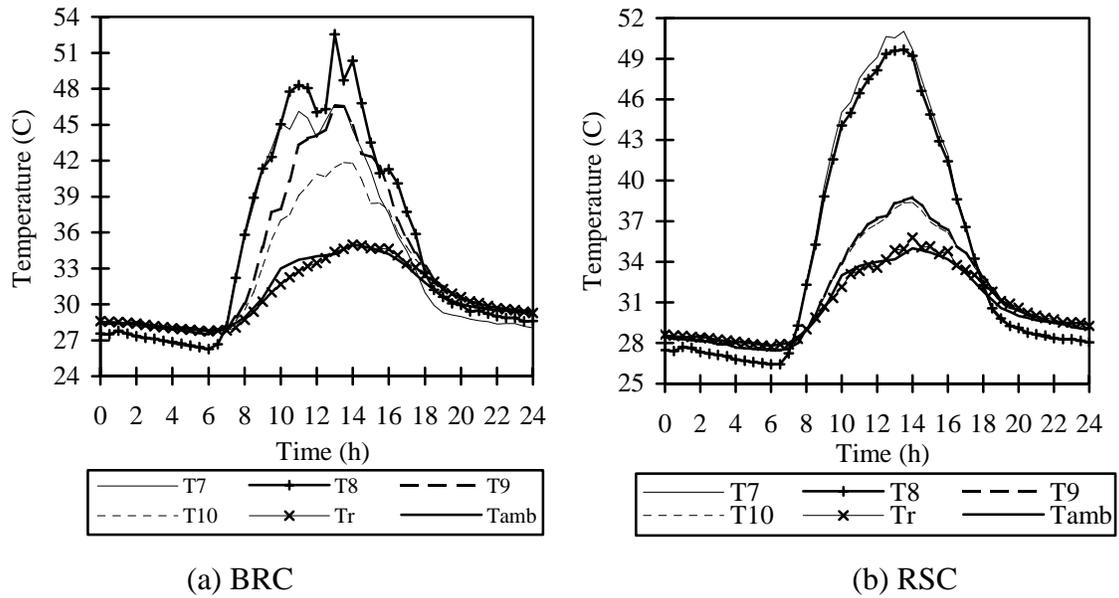


Fig. 4.1 Profils des températures de BCR (BioClimatique Roof) et RSC (Roof Solar Collector) du modèle étudié par Jompob Weawsak.

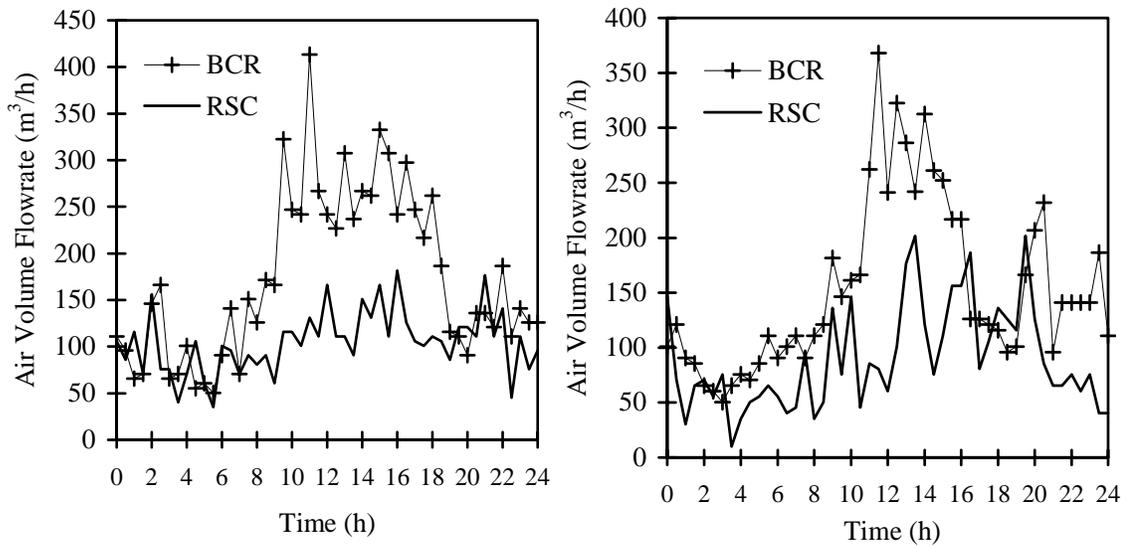


Fig. 4.2 Évolution au cours du temps du débit d'air induit par une toiture BCR et un RSC dans un habitat en Thaïlande du modèle étudié par Jompob Weawsak.

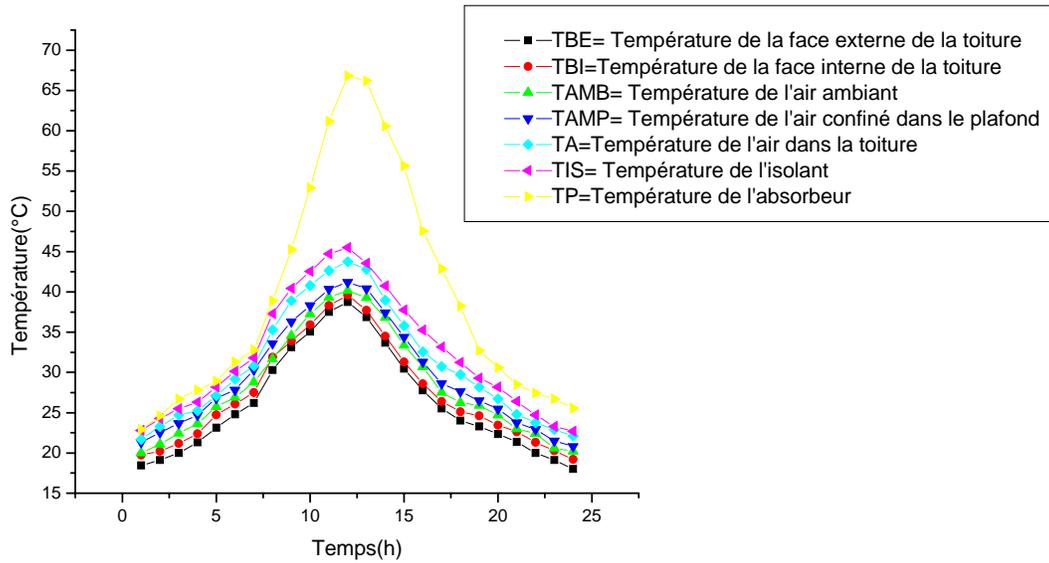


Fig. 4.3 : Évolution au cours du temps des températures de surface des matériaux dans une tranche de la toiture dont la tuile en terre comprimée.

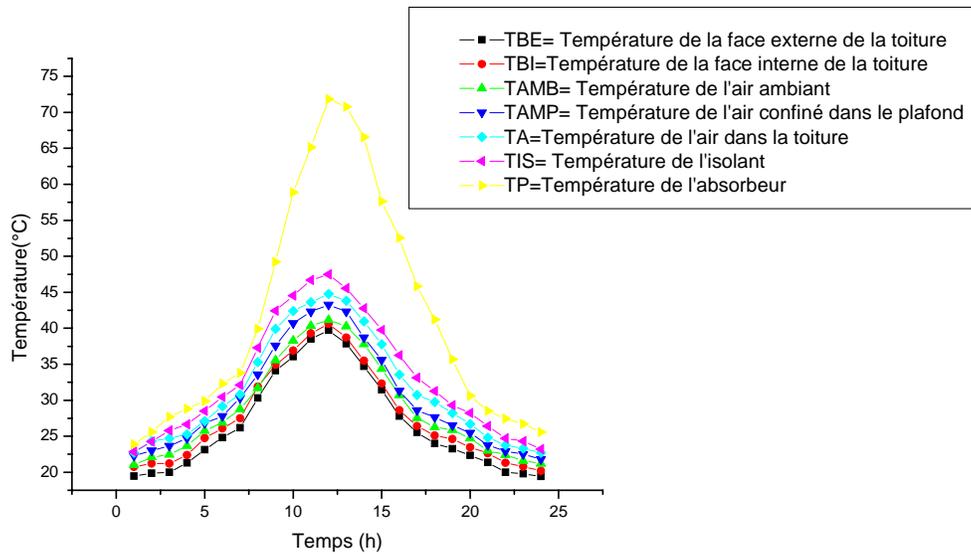


Fig. 4.4: Évolution au cours du temps des températures de surface des matériaux dans une tranche de la toiture dont la tuile est en plexiglas.

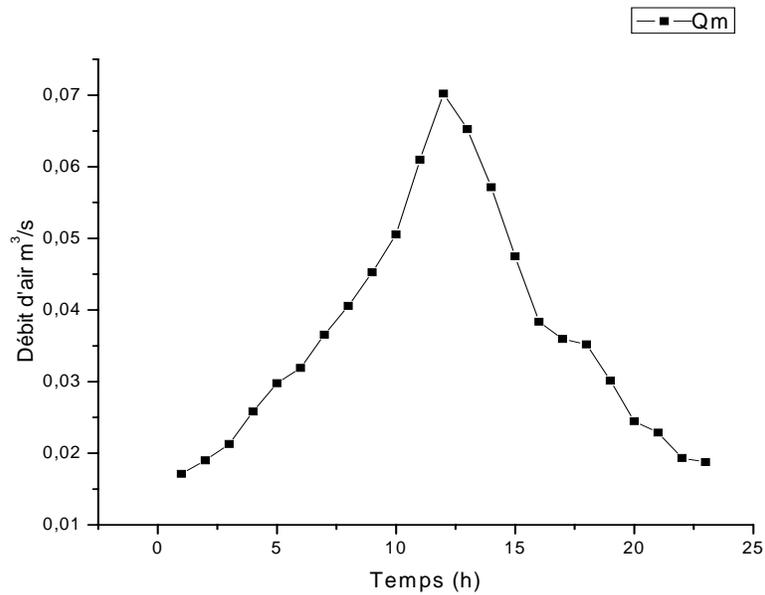


Fig. 4.5 : Évolution au cours du temps du débit d'air dans la toiture

### 4.1.2 Distribution des températures

La connaissance de l'évolution spatio-temporelle des températures des matériaux dont est constituée la toiture et l'enceinte ainsi que du débit d'air ventilé par convection naturelle à travers la toiture s'avère nécessaire pour déterminer les dimensions optimales de notre modèle d'habitat bioclimatique. Pour cela, nous analysons l'influence de la nature de ces matériaux, l'orientation et l'inclinaison de la toiture sur les distributions de température de ces matériaux, du débit et de la température de l'air qui circule dans l'habitat.

### 4.1.3 Analyse au niveau de la toiture

Les figures 4.3-4.4 et 4.5, montrent l'évolution au cours du temps des températures des différents matériaux et du débit d'air qui circule par convection naturelle. Pour les matériaux exposés au rayonnement solaire, l'évolution de la température au cours du temps est similaire à celle du flux capté par la paroi externe de la toiture (annexe F.1 à F.2). La température de l'air augmente avec la densité du flux solaire capté par la toiture pour atteindre une valeur maximale entre 11h et 14h.

L'inertie thermique des matériaux provoque un déphasage de quelques minutes entre les instants où la température de l'air et de la toiture est maximale. En comparant les profils de température de l'air et de ceux des différents matériaux dont est constituée la toiture, on remarque que la température de l'air ( $T_a$ ) qui circule entre les deux plaques de la toiture est supérieure à celle des autres constituants de la toiture, excepté celle de l'absorbeur ( $T_p$ ) et de l'isolant ( $T_{is}$ ).

Ce résultat quelque peu en contradiction avec la notion de climatisation passive s'explique par la présence de tuiles transparentes au rayonnement solaire qui provoque un accroissement du flux solaire capté par les éléments de la partie inférieure de la toiture ( $T_p$ ). Il en résulte une augmentation de l'intensité des échanges radiatifs entre les différents éléments de la toiture et par conséquent de leurs températures ainsi que celle de l'air qui y circule (fig. 4.3- 4.4).

Ainsi, l'évolution au cours du temps du débit d'air suit, comme on pouvait le supposer, celle de la température de l'air. Un débit d'air maximal correspond à la température maximale de l'air dans la toiture.

### 4.1.4 Influence du dimensionnement de la toiture

Après avoir analysé l'évolution spatio-temporelle des températures des différents matériaux constituant la toiture, nous procédons par la suite à la recherche des dimensions optimales pour un débit et une température de l'air à l'intérieur de l'habitat conformes aux normes de la climatisation passive.

Nous étudions l'influence :

1. de l'inclinaison de la toiture par rapport à l'horizontale,
2. des propriétés physiques des matériaux constituant la toiture,
3. de la distance entre les deux plaques constituant la toiture,

sur le débit et la température de l'air circulant dans la toiture.

### 4.1.5 Influence de l'inclinaison de la toiture

Nous analysons l'évolution au cours de la journée de la température et du débit d'air circulant dans la toiture pour des angles d'inclinaison compris entre  $25^\circ$  et  $75^\circ$  (en fonction de la latitude du lieu). L'examen des courbes des figures 4.6-4.8 montre que l'accroissement de l'angle d'inclinaison de la toiture provoque une diminution de la température moyenne de l'air. En effet, le flux solaire capté par la toiture et par conséquent le flux de chaleur transféré par conduction aux différents éléments de la toiture diminue avec l'angle d'inclinaison. Par contre, le débit d'air qui circule dans la toiture augmente avec l'angle d'inclinaison (Fig. 4.7). Ce résultat découle de la relation semi empirique que nous avons utilisée pour le calcul du débit d'air [14].

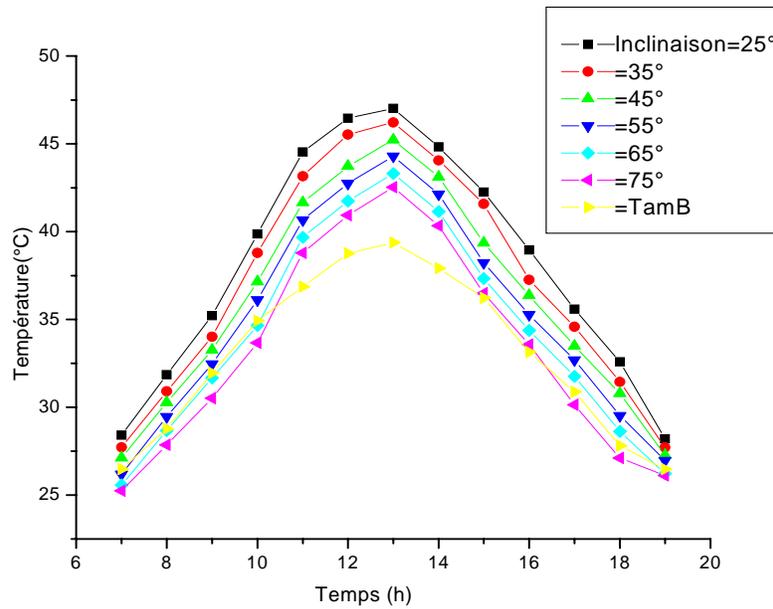


Fig. 4.6 : Évolution au cours du temps des températures de l'air dans la toiture. Influence de l'angle d'inclinaison de la toiture par rapport à l'horizontale.

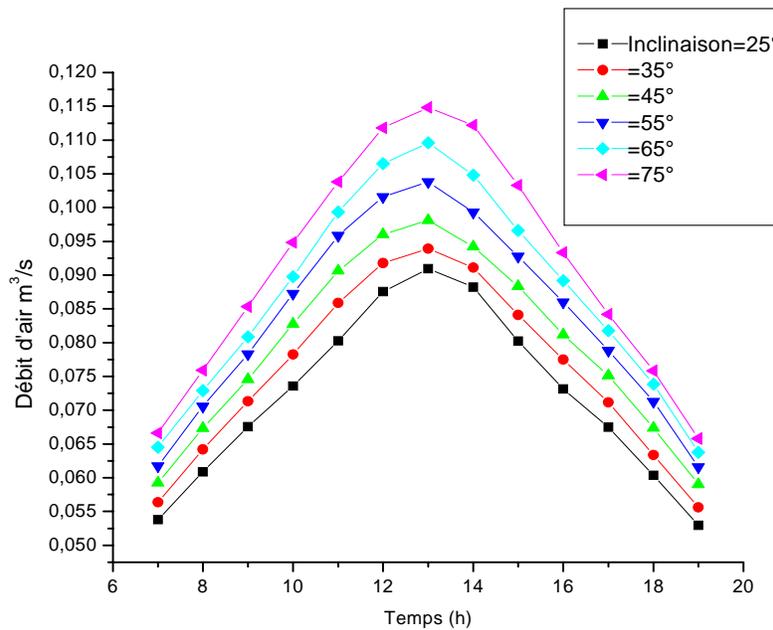


Fig. 4.7 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de l'angle d'inclinaison de la toiture par rapport à l'horizontale.

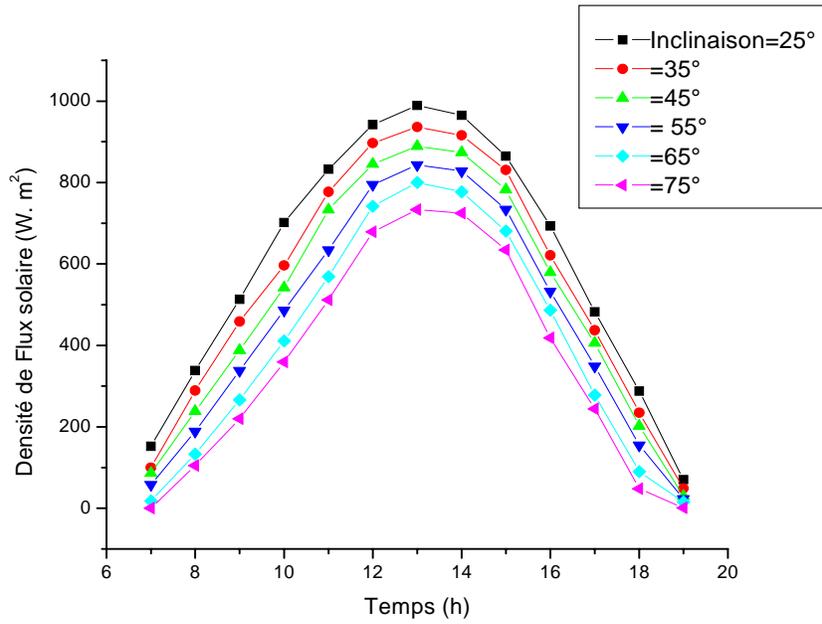


Fig.4.8 : Influence de l'inclinaison de la toiture sur le flux solaire absorbé par la plaque..

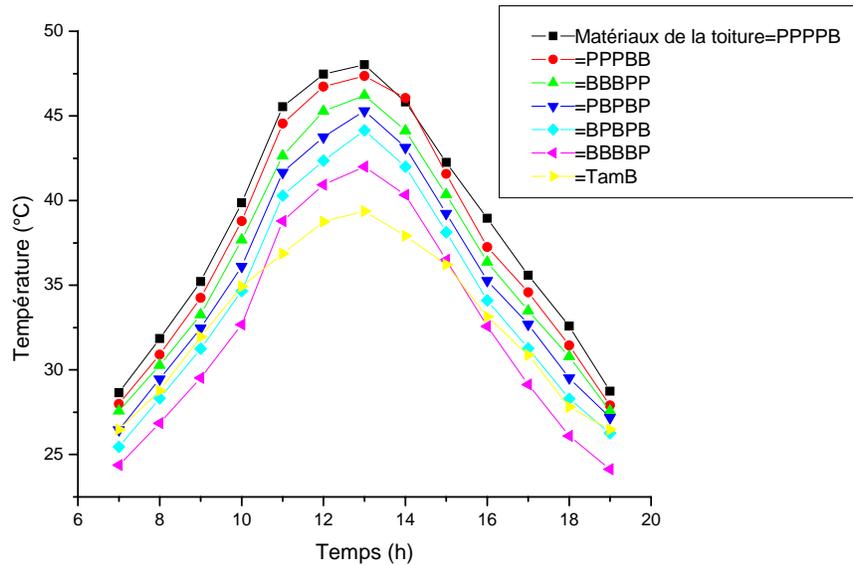


Fig. 4.9 : Évolution au cours du temps de la température de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux.  $\alpha = 25^\circ$

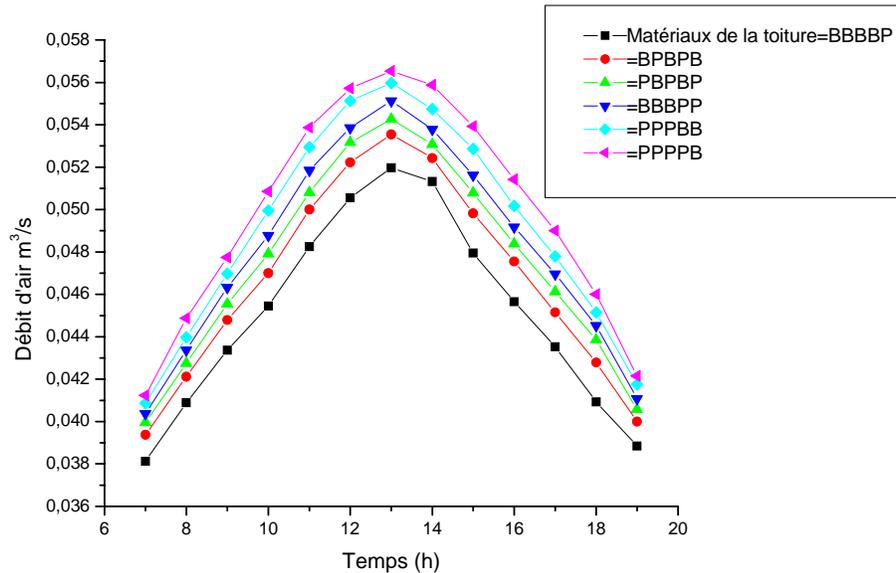


Fig. 4.10 : Évolution au cours du temps du débit de l'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux.  $\alpha = 25^\circ$

#### 4.1.6 Influence des propriétés physiques des matériaux de la toiture

Nous analysons l'influence du type de tuile de terre comprimée (B), et tuiles en plexiglas (P) sur les distributions des températures et du débit d'air circulant dans la toiture pour des valeurs d'angles d'inclinaison comprises entre  $25^\circ$  et  $75^\circ$ . La température et le débit d'air sont d'autant plus élevés que l'aire de la partie de la toiture transparente au rayonnement solaire, est grande (fig. 4.9-4.10). En effet, le flux solaire transmis par cette toiture est en partie absorbé par les différents milieux en vis-à-vis avec cette toiture. Il en résulte un accroissement des transferts par conduction à travers les divers matériaux et par convection entre l'air et les plaques constituant la toiture.

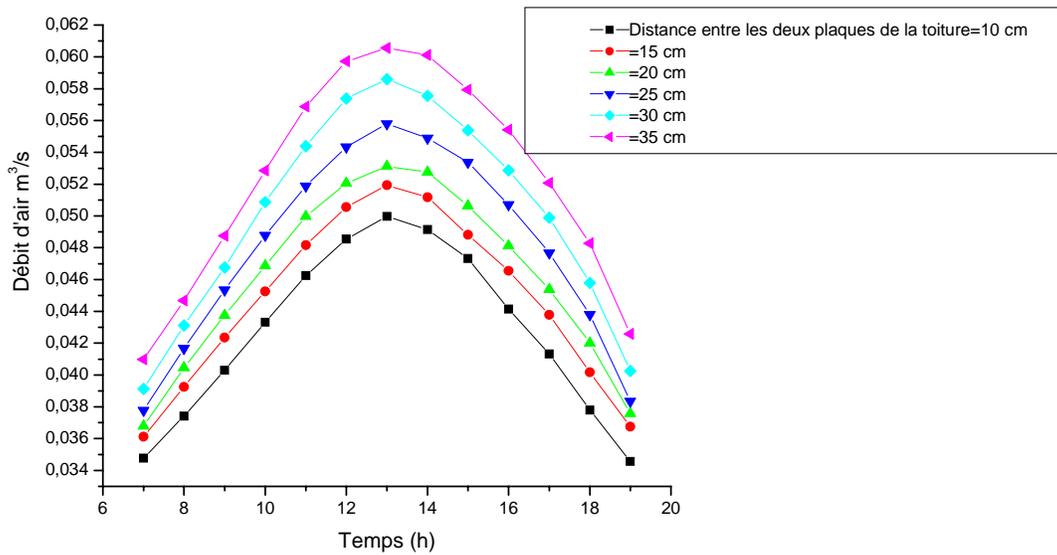


Fig. 4.11: Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques constituant la toiture  $\alpha = 25^\circ$

#### 4.1.7 Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture

Le débit d'air à travers la toiture est proportionnel à la section du canal délimité par l'ensemble de tuiles de différentes compositions et la plaque inférieure (absorbeur). Aussi, est-il nécessaire de déterminer la distance optimale  $d$  entre ces deux plaques pour que le débit d'air soit maximal. En faisant varier la distance entre les deux plaques, on constate que le débit d'air augmente avec cette distance les figures (4.11), (4.14), (4.17), (4.20) et (4.23), (4.26), montrent l'influence de façon significative de  $d$  sur le débit d'air dans la toiture. On remarque sur la figure (4.30) que la distance influence également la vitesse de l'air dans la toiture. Cependant la température moyenne des différents matériaux de la toiture, et surtout la température de l'air restent peu sensibles à cette variation de  $d$ .

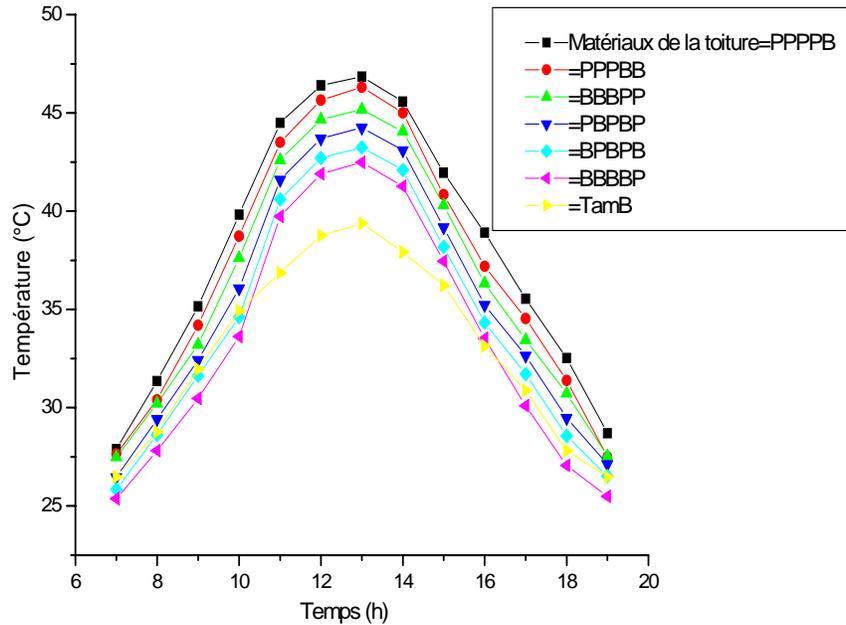


Fig. 4.12 : Évolution au cours du temps de la température de l'air dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 35^\circ$

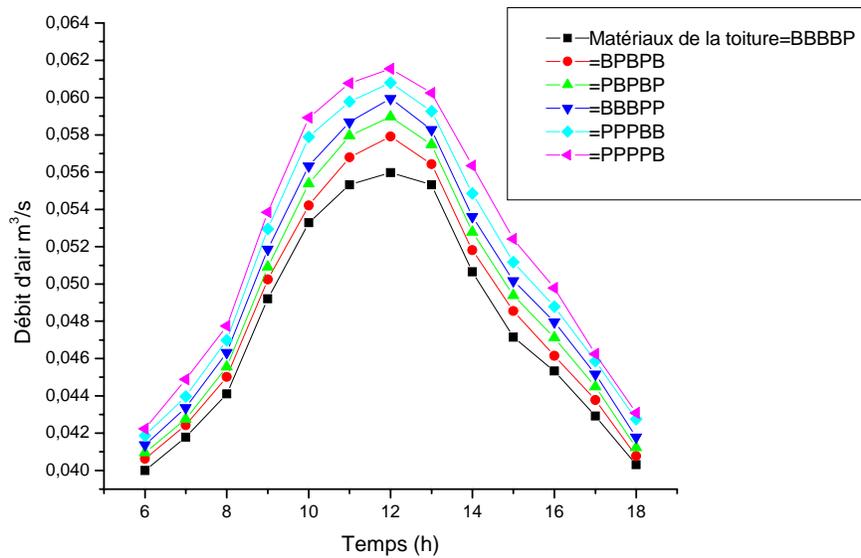


Fig. 4.13: Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 35^\circ$

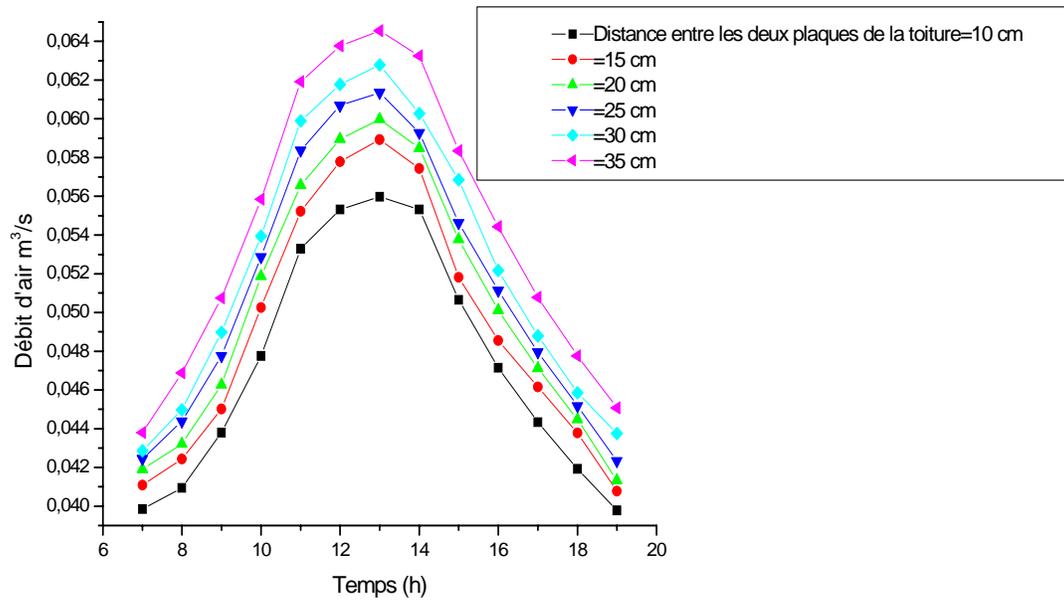


Fig. 4.14 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture.  $\alpha = 35^\circ$

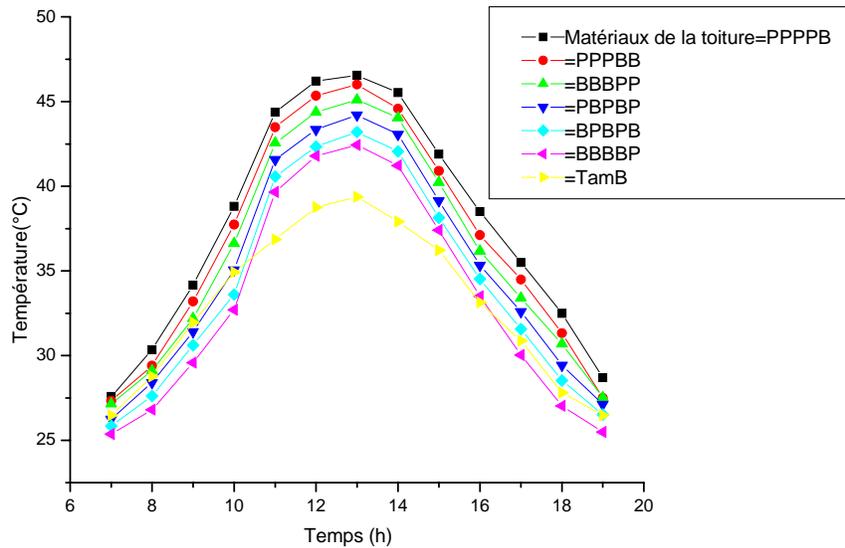


Fig. 4.15 : Évolution au cours du temps de la température d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux.  $\alpha = 45^\circ$

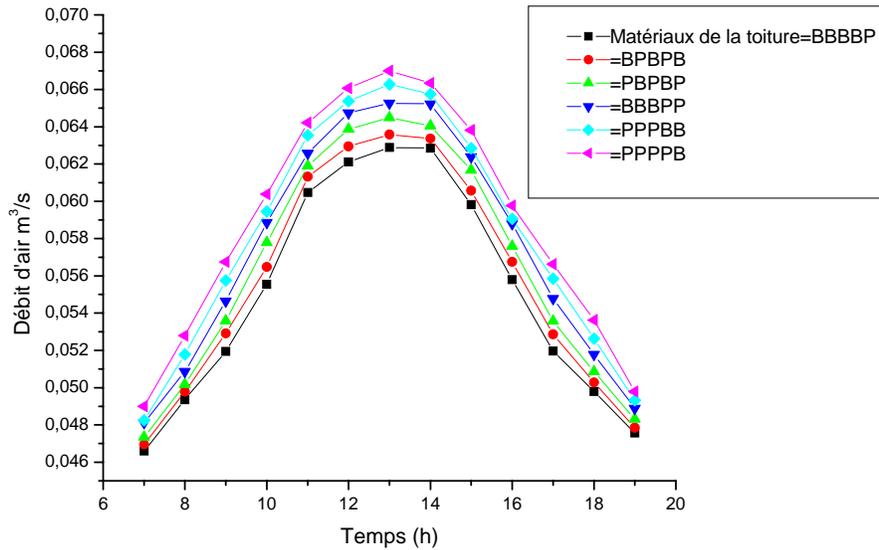


Fig. 4.16 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 45^\circ$

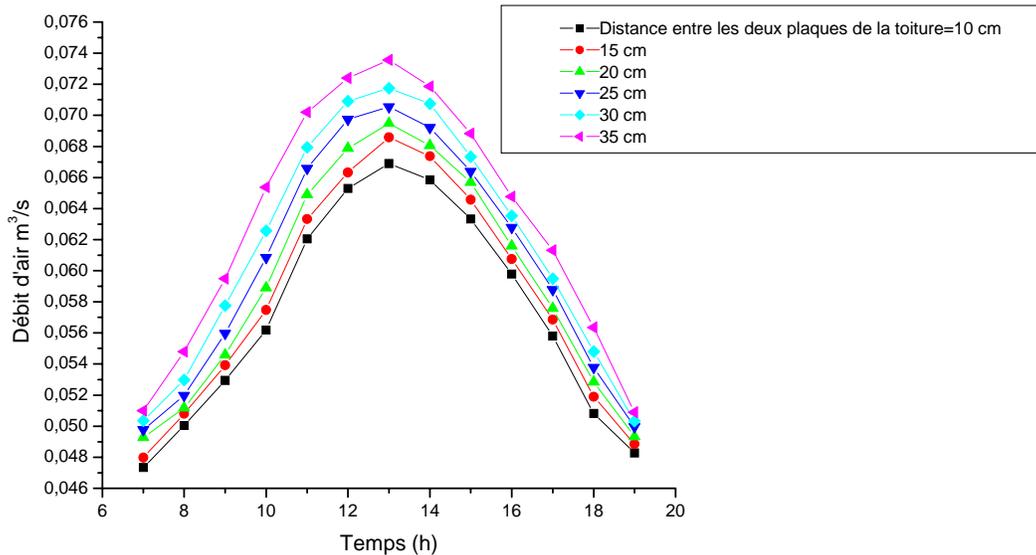


Fig. 4.17 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture.  $\alpha = 45^\circ$

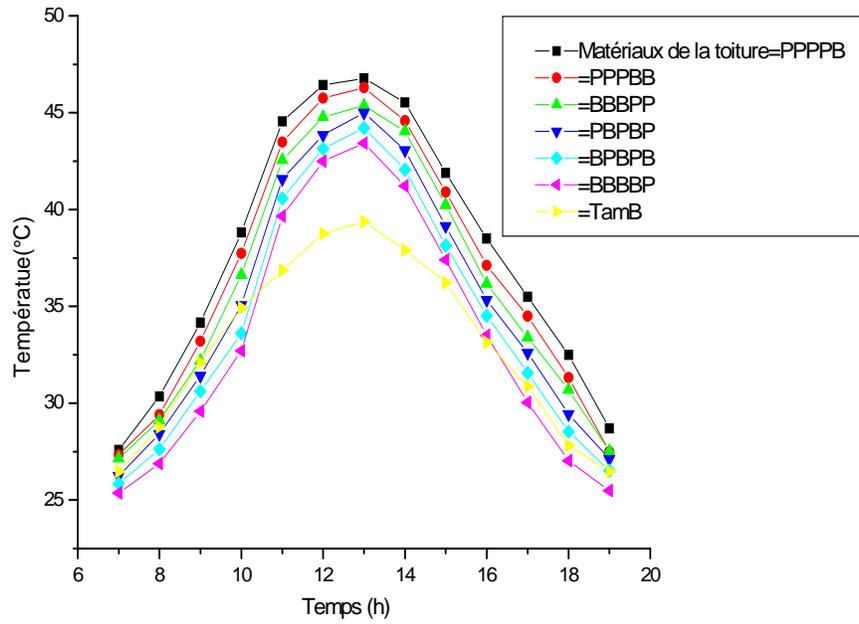


Fig. 4.18 : Évolution au cours du temps de la température d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 55^\circ$

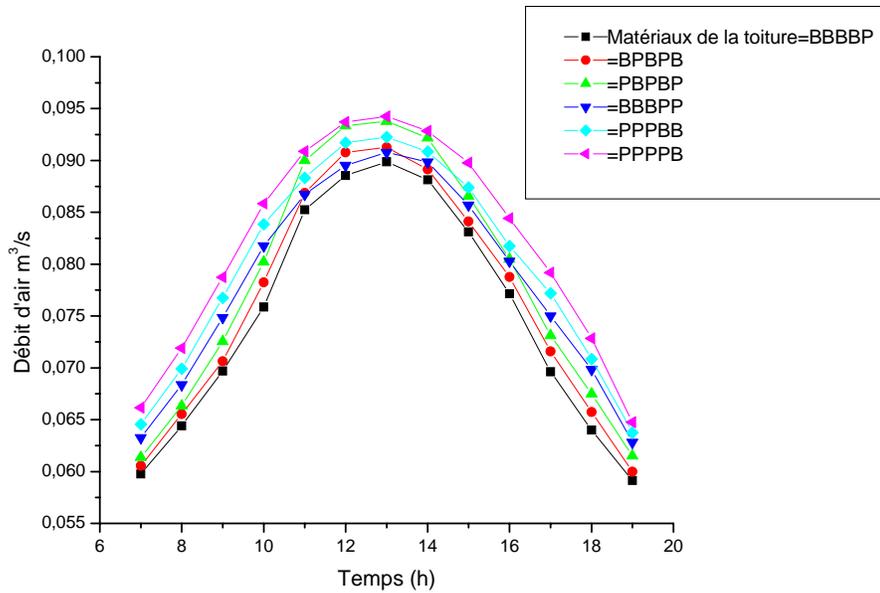


Fig. 4.19 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 55^\circ$

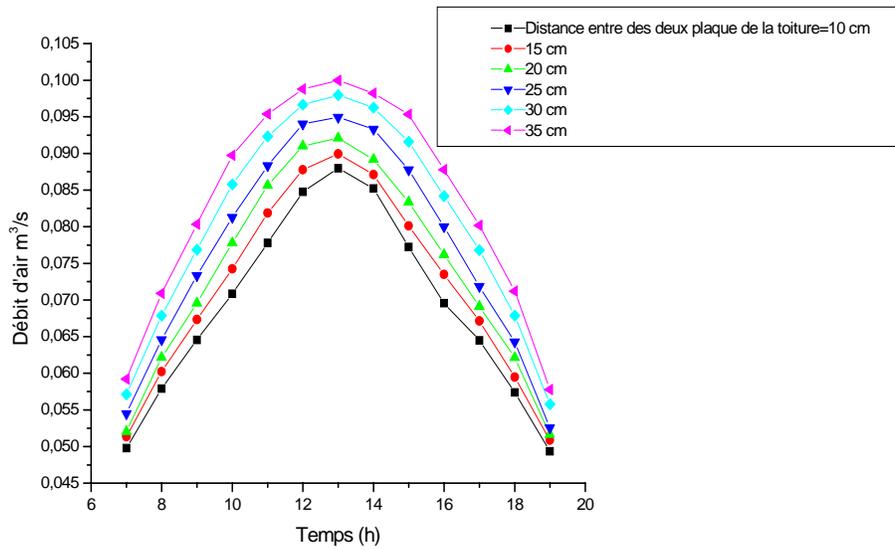


Fig. 4.20 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture.  $\alpha = 55^\circ$

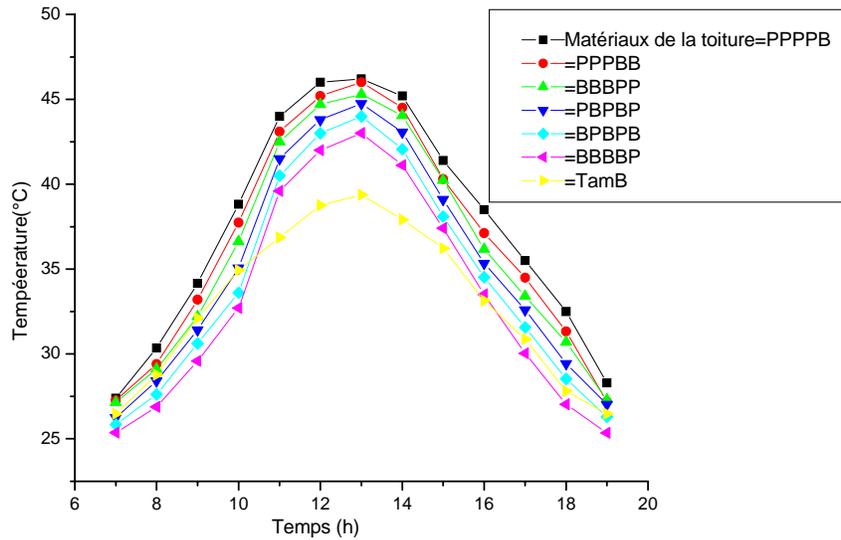


Fig. 4.21: Évolution au cours du temps de la température de l'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 65^\circ$

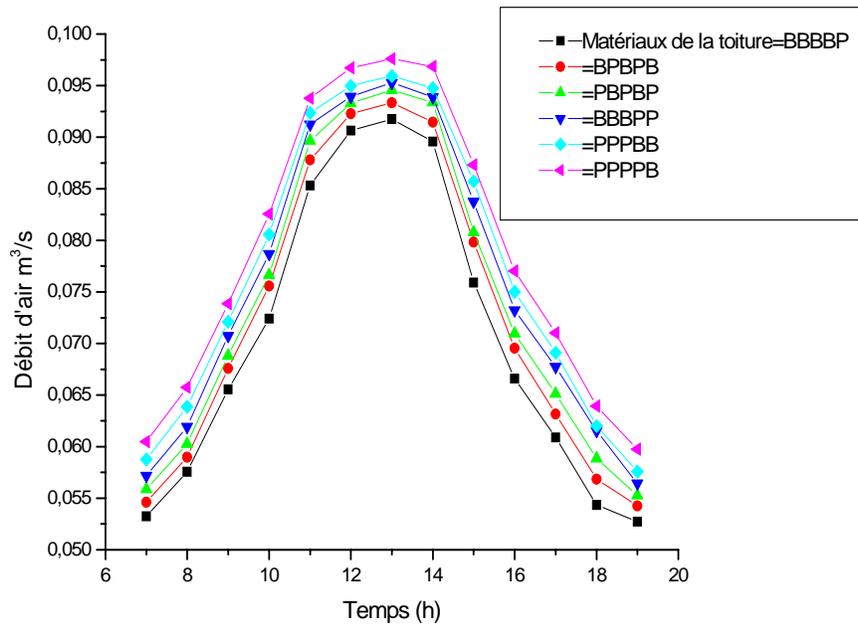


Fig. 4.22 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 65^\circ$ .

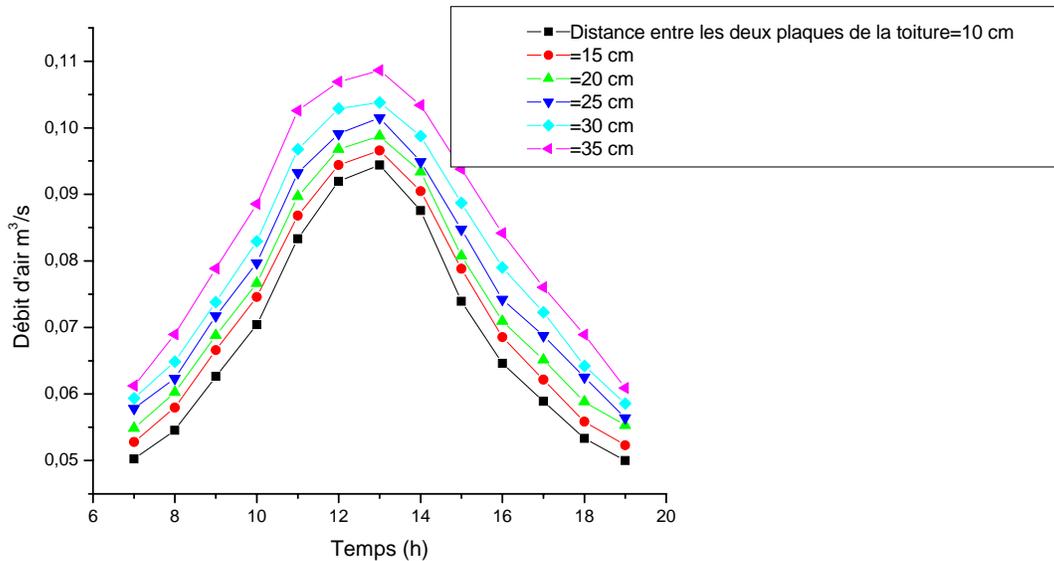


Fig. 4.23 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture.  $\alpha = 65^\circ$ .

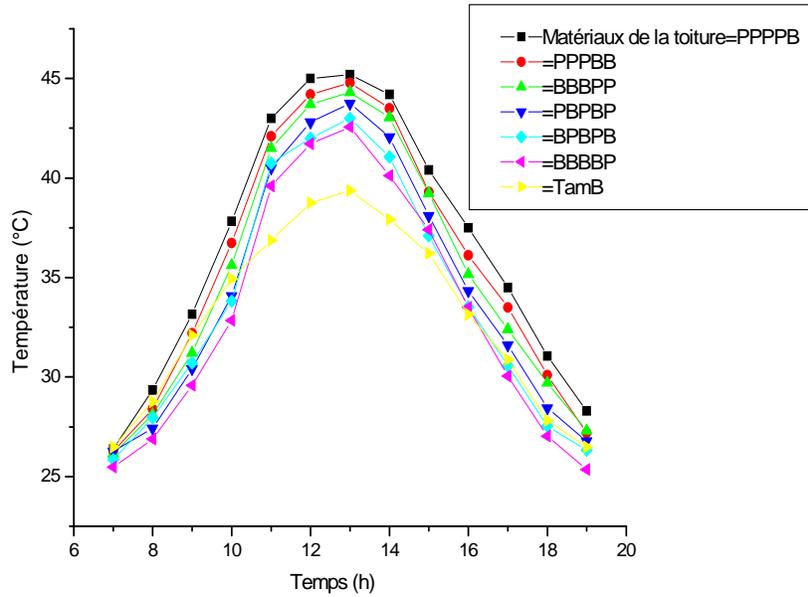


Fig. 4.24 : Évolution au cours du temps de la température de l'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux de la toiture.  $\alpha = 75^\circ$ .

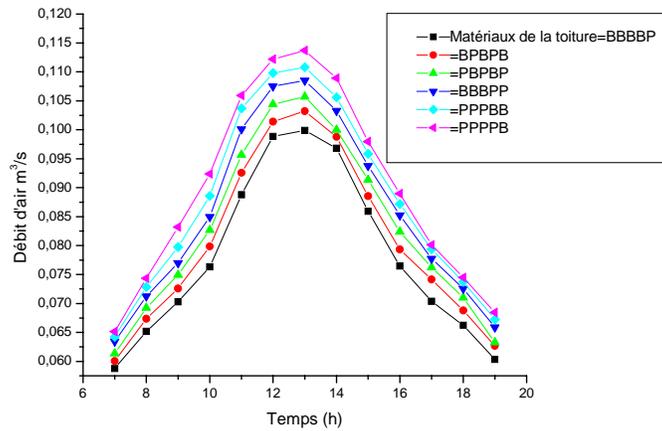


Fig. 4.25 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la nature des matériaux constituant la toiture.  $\alpha = 75^\circ$ .

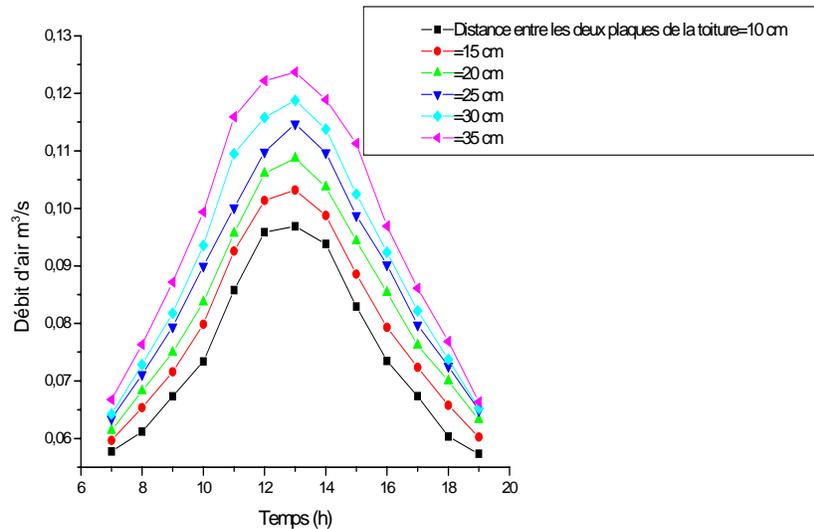


Fig. 4.26 : Évolution au cours du temps du débit d'air circulant dans la toiture. Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture.  $\alpha = 75^\circ$

#### 4.1.8 Fonctionnement de la toiture bioclimatique des 12 journées types de l'année

Nous avons, dans cette première partie, analysé les résultats numériques de la journée type du mois Mars au niveau de la toiture. Ces résultats nous indiquent une valeur d'angle d'inclinaison optimale de  $55^\circ$ , valeur retenue pour des réalisations concrètes. Pour évaluer les performances thermiques à long terme de notre modèle de toiture bioclimatique, il est indispensable de connaître l'influence des matériaux, de la distance entre les deux plaques de la toiture sur la distribution des températures de l'air et le débit d'air circulant dans la toiture tout au long des 12 journées types.

a) Au niveau des matériaux de la toiture : les courbes des figures (4.18), (4.19), (4.27), (4.28), (4.31), (4.32), (4.34), (4.35) montrent l'influence des tuiles de terre comprimées (B) et des tuiles transparentes (P) de la toiture sur la température moyenne de l'air de la toiture de  $50^\circ\text{C}$  et le débit d'air circulant dans la toiture de  $0.10 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  entre 11h-14h.

b) Influence de la distance entre les deux plaques de la toiture (d) : cette distance influence considérablement le débit d'air et la vitesse de l'air circulant dans la toiture comme nous le montrent les courbes des figures (4.20), (4.29), (4.30), (4.33), (4.36). On

## CH.4: Résultats et Discussion

---

remarque que lorsque  $d$  est compris entre 30 cm et 35 cm, un débit maximal circule dans la toiture de  $0.11 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  entre 11h-14h. Ces valeurs de  $d$  peuvent être considérées comme paramètre optimal de la toiture. Ainsi, les courbes des figures (4.18-4.20) et (4.27-4.36) représentent respectivement les journées types des mois de mars, avril, mai et juin de la ville d'Ouagadougou. Cette période de l'année la température moyenne de l'air ambiant dépasse  $40^\circ \text{ C}$ . Elle est considérée comme la période la plus chaude de l'année.

Les courbes des figures (voir annexe G.1-12) montrent l'influence des matériaux de la toiture et de la distance ( $d$ ) entre deux plaques de la toiture des journées types des mois de juillet, août, septembre, octobre.

a) au niveau des matériaux de la toiture : les courbes des figures de l'annexe G (1), (2), (4), (5), (7), (8), (10), (11) montrent l'influence des tuiles de terre comprimées et des tuiles transparentes sur la température de l'air de la toiture ( $46^\circ \text{ C}$ ) et le débit de ( $0.095 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ) circulant dans la toiture

b) Influence de la distance ( $d$ ) entre les deux plaques de la toiture : en considérant le paramètre optimal  $d=30\text{cm}$ , on obtient un débit d'air de  $0.10 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  pendant cette période.

L'influence des tuiles de terre comprimées (B) et les tuiles transparentes (P) de la toiture pour les journées types des mois de novembre, décembre, janvier et février sont représentées par les courbes des figures (voir annexe G.13-24).

a) au niveau des matériaux de la toiture : les courbes des figures de l'annexe G (13), (14), (16), (17), (20), (22), (23), montrent une température moyenne de l'air de la toiture ( $44^\circ \text{ C}$ ) et un débit d'air circulant dans la toiture de  $0.085 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . Cette baisse de la température de l'air de la toiture et du débit d'air est due aux mois de décembre janvier où la température moyenne de l'air ambiant n'atteint pas  $35^\circ \text{ C}$ .

b) Influence de la distance ( $d$ ) entre les deux plaques : les courbes des figures (voir annexe G) (15), (18), (21), (24) montrent de la distance  $d$  sur le débit d'air circulant dans la toiture pour le paramètre optimal de 30cm est de  $0.090 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$

## CH.4: Résultats et Discussion

En conclusion, les 12 journées types du fonctionnement de notre modèle de toiture bioclimatique nous conduisent à la configuration optimale suivant :

- tuiles de terre comprimée et des tuiles transparentes de types PBPBP,
- la distance optimale entre les deux plaques de la toiture de  $d=30\text{cm}$ .

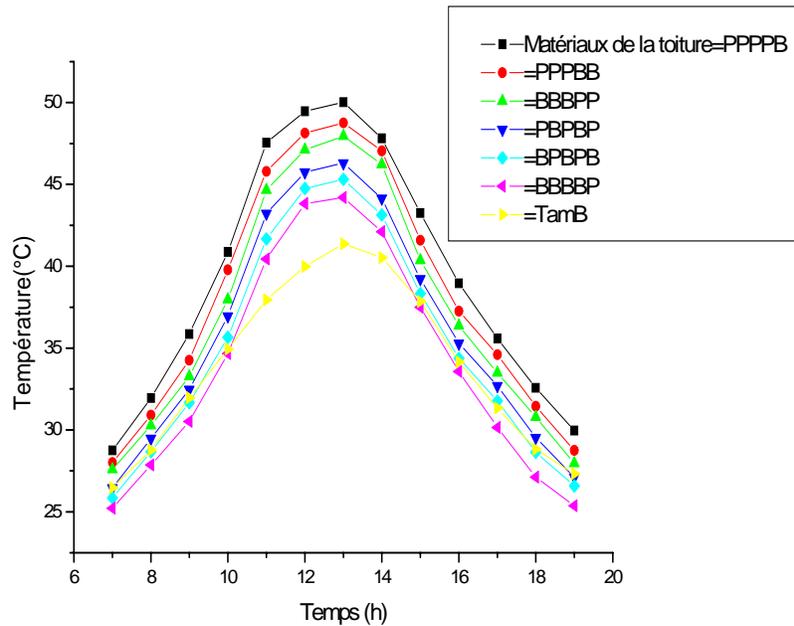


Fig. 4.27 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois d'Avril.

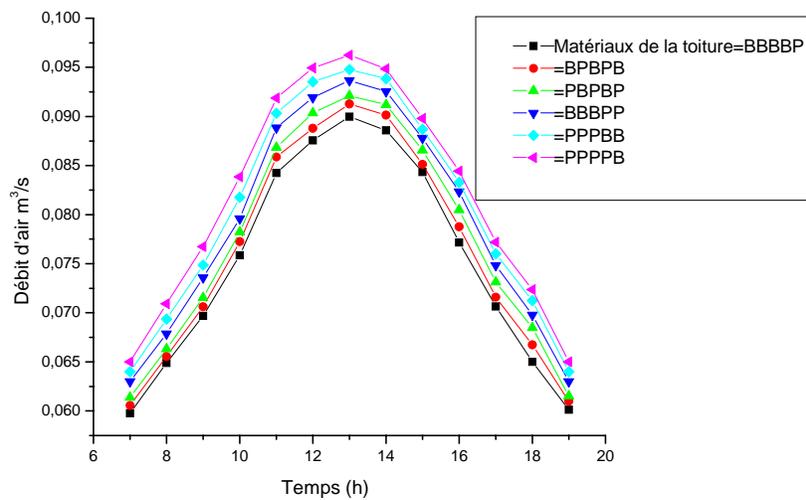


Fig. 4.28 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Avril.

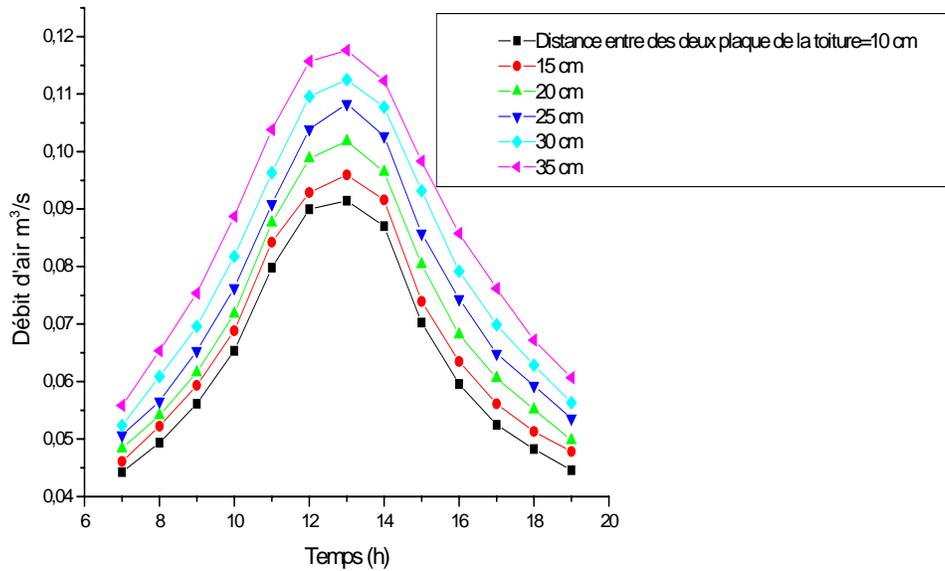


Fig. 4.29 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Avril.

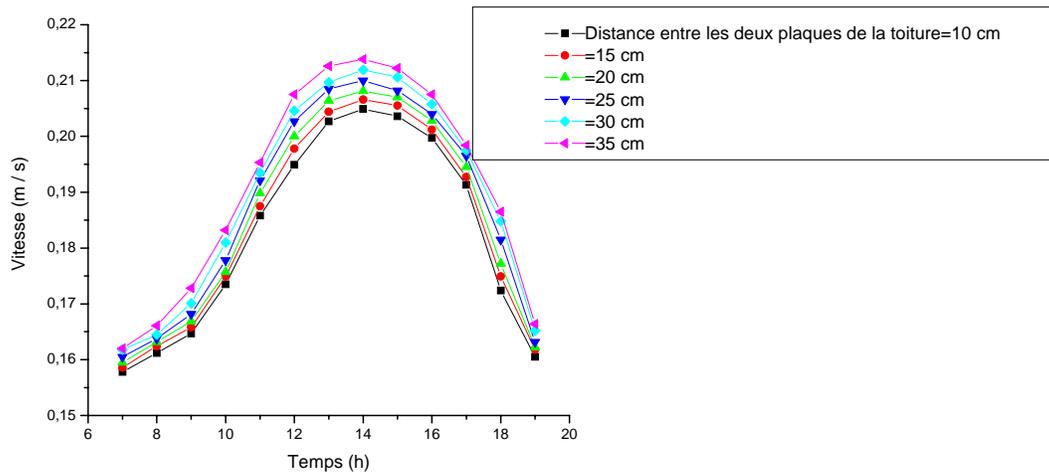


Fig. 4.30 : Influence de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur la vitesse de l'air a travers la toiture de la journée type du mois d'Avril.

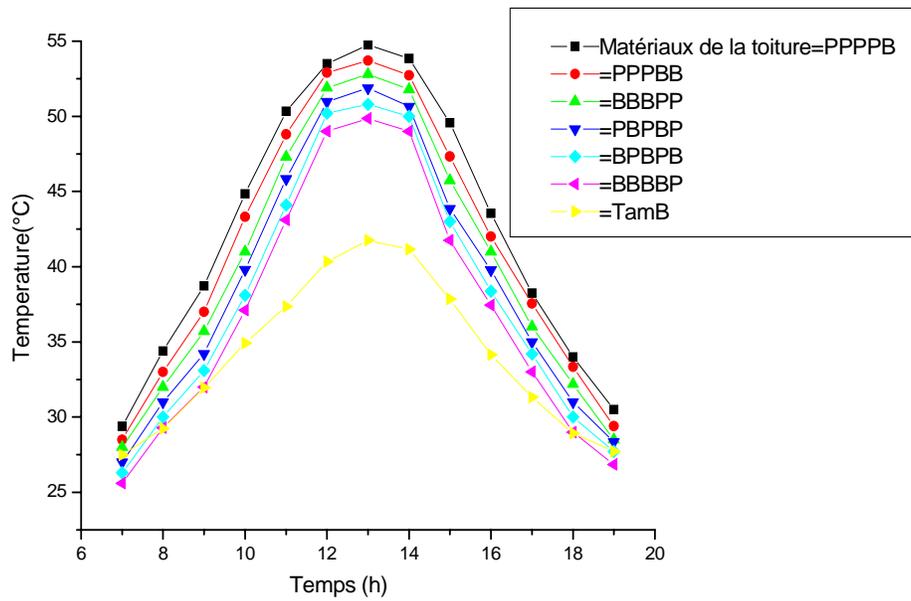


Fig. 4.31 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Mai.

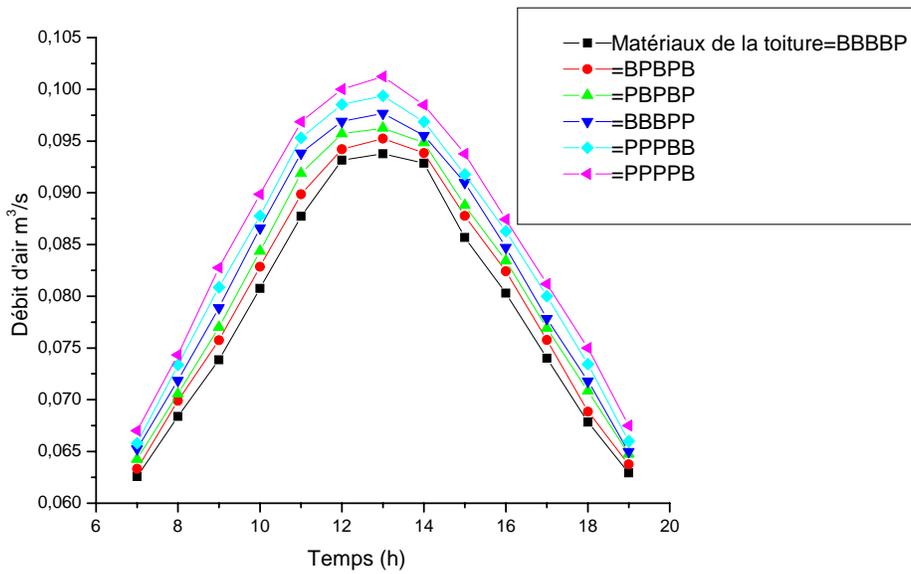


Fig. 4.32 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Mai.

## CH.4: Résultats et Discussion

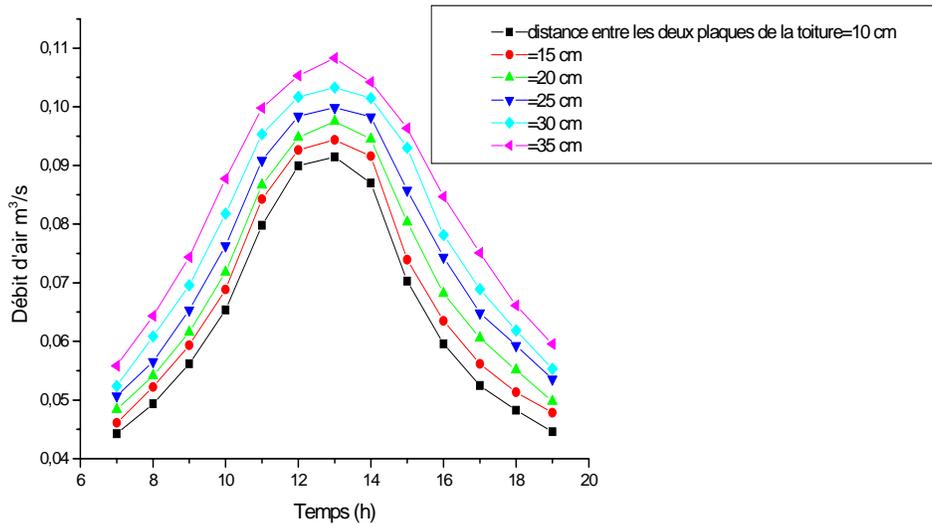


Fig. 4.33 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Mai.

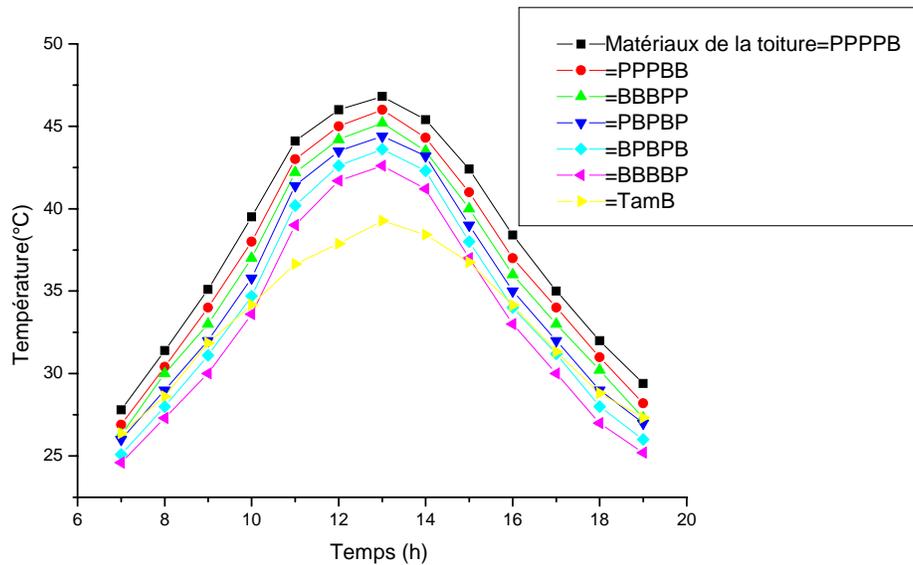


Fig. 4.34 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Juin.

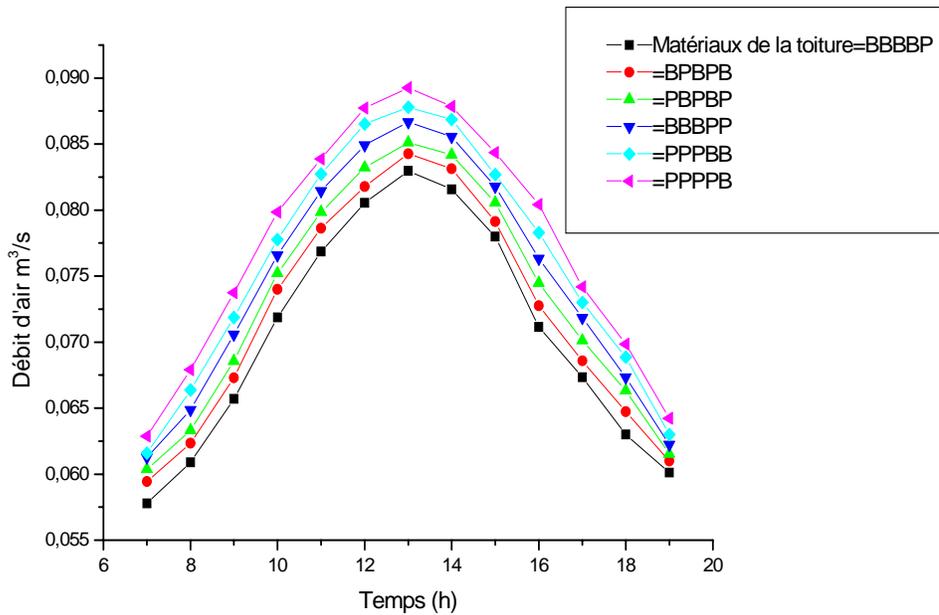


Fig. 4.35 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Juin.

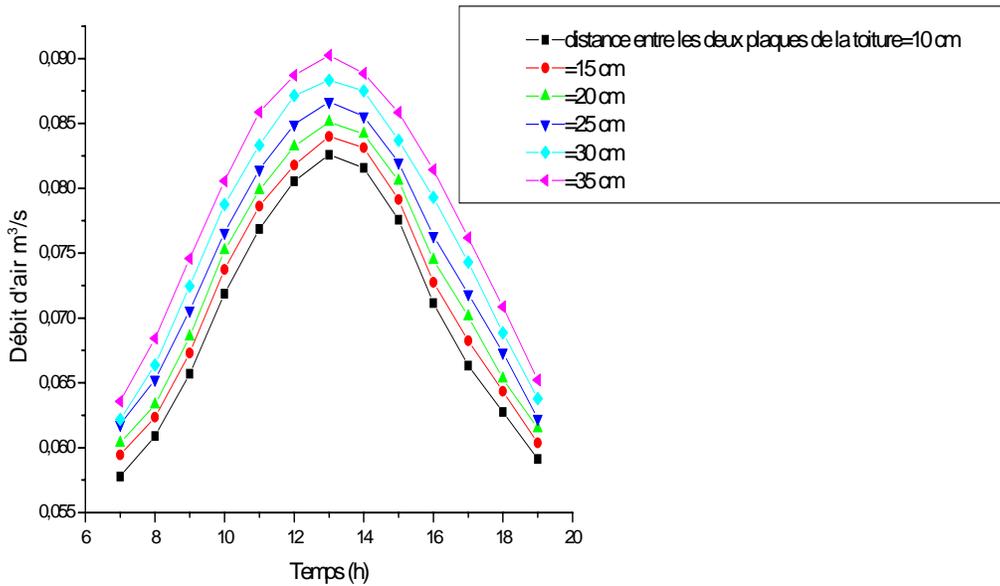


Fig. 4.36 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Juin.

### 4.1.9 Analyse au niveau de l'enceinte de l'habitat.

Les courbes de la figures.4.37 montrent l'évolution au cours du temps des températures des différents matériaux de l'enceinte. Egalement, nous constatons que la température de l'air de l'enceinte est basse le matin (6h-10h). Cela s'explique par les échanges radiatifs entre l'habitat et la voûte céleste qui constitue une source de frigidités. L'évolution au cours du temps de la température des matériaux exposés au rayonnement solaire, est similaire à celle du flux capté par les parois externes de l'habitat (annexes F.1 et F.2). L'analyse (Fig.4.9-4.26) des résultats au niveau de la toiture nous a conduit à un d'angle d'inclinaison optimale de  $55^\circ$ , valeur retenue pour des critères réalistes. Enfin les résultats du fonctionnement des 12 journées types (voir annexe G.1-24) au niveau de la toiture nous a conduit à considérer quatre principales journées types correspondant les mois les plus chauds de l'année de la ville Ouagadougou (mars, avril, mai, juin).

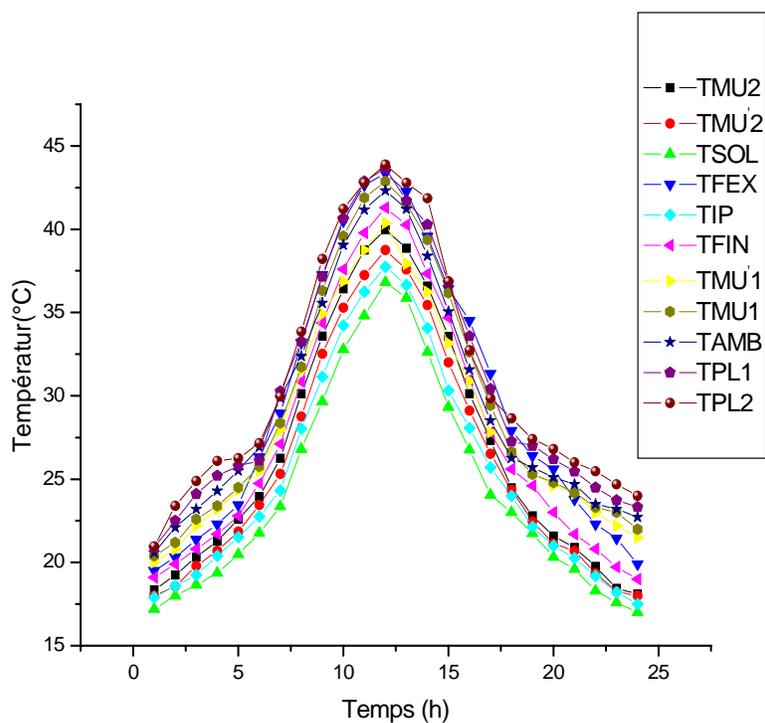


Fig 4.37 : Évolution au cours du temps de l'ensemble des matériaux constituant de l'enceinte du bâtiment et celle de l'air dans l'enceinte de l'habitat.

La recherche des conditions optimales de fonctionnement de ce système nous a conduit à analyser l'influence des paramètres suivants de l'habitat :

1. Orientation de l'habitat,
2. nature des matériaux de la toiture,
3. hauteur de cheminée,

sur la température de l'air et le débit d'air qui circule par convection naturelle dans la toiture et l'enceinte de l'habitat .

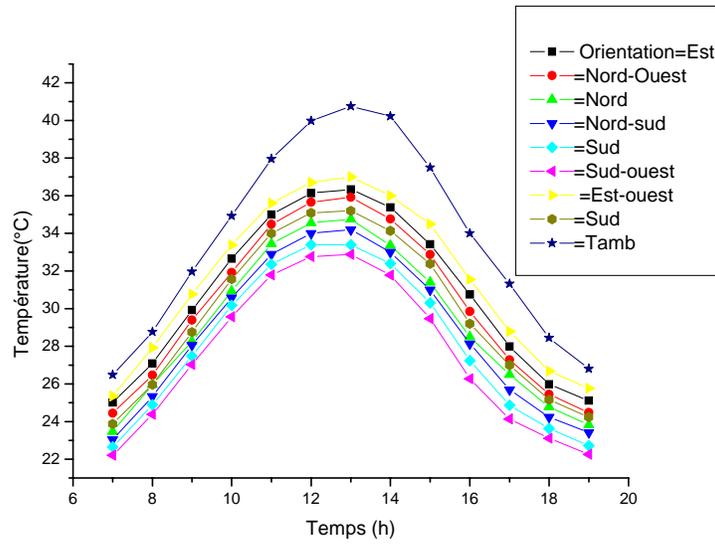


Fig 4.38 : Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte pour différentes orientation de la toiture de la journée type du mois de Mars.

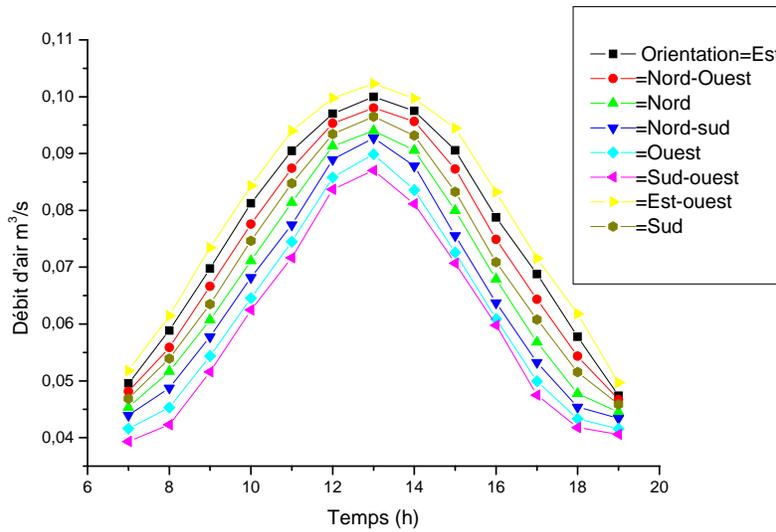


Fig 4.39 : Influence de l'orientation de la toiture sur le débit d'air volumique à travers la toiture de la journée type du mois de Mars.

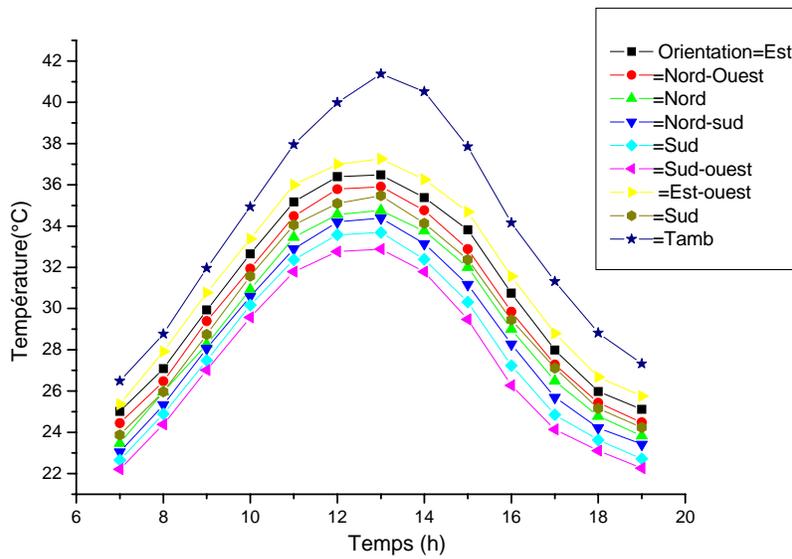


Fig 4.40 : Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte pour différentes orientation de la toiture de la journée type du mois d'avril.

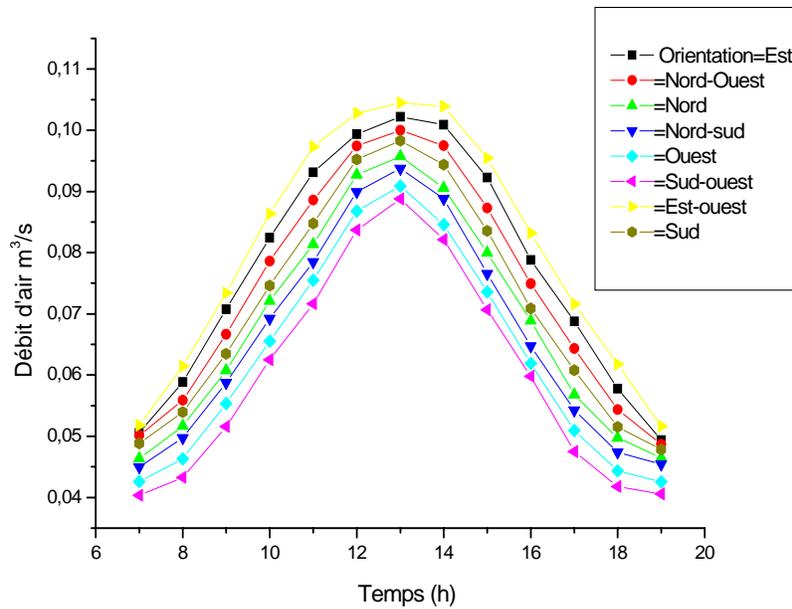


Fig 4.41 : Influence de l'orientation de la toiture sur le débit d'air volumique à travers la toiture de la journée type du mois d'avril..

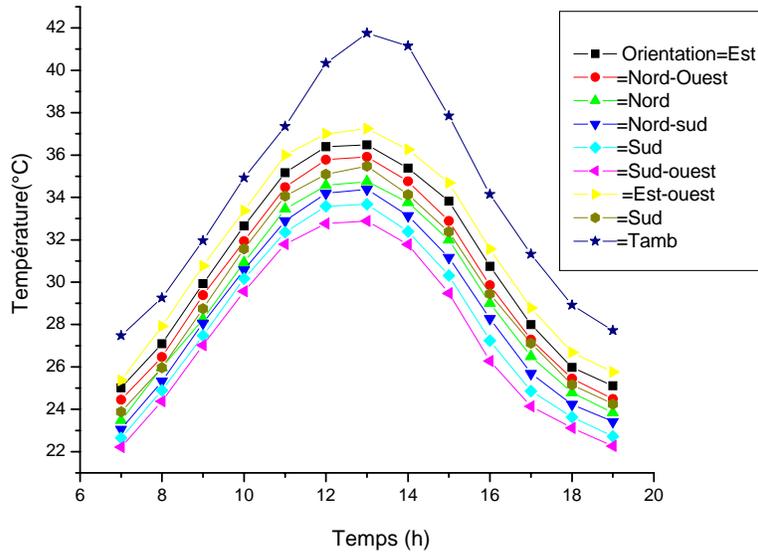


Fig 4.42 : Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte pour différentes orientation de la toiture de la journée type du mois de Mai..

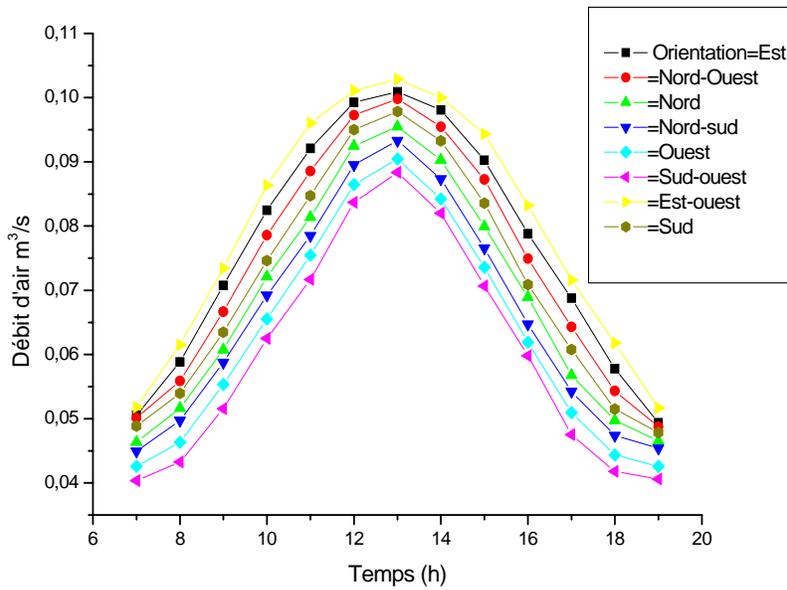


Fig 4.43 : Influence de l'orientation de la toiture sur le débit d'air volumique à travers la toiture de la journée type du moi de Mai.

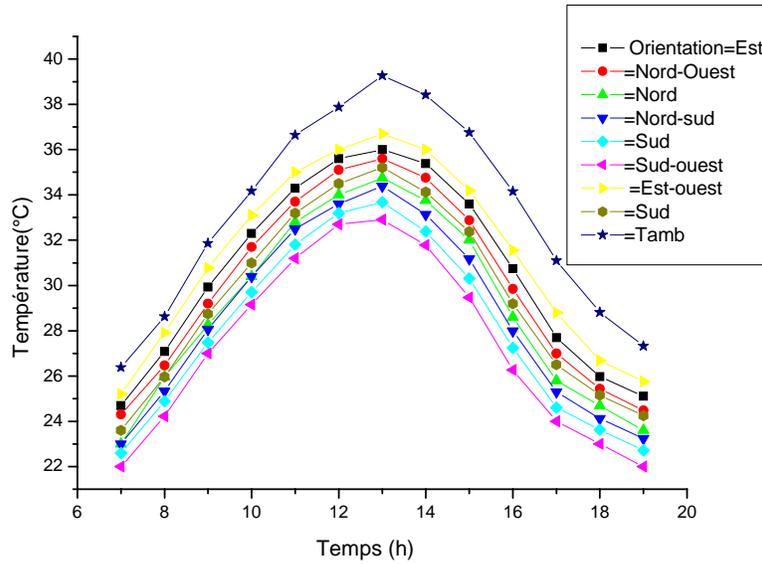


Fig 4.44 : Évolution au cours du temps des températures de l'air dans l'enceinte pour différentes orientation de la toiture de la journée type du mois de Juin.

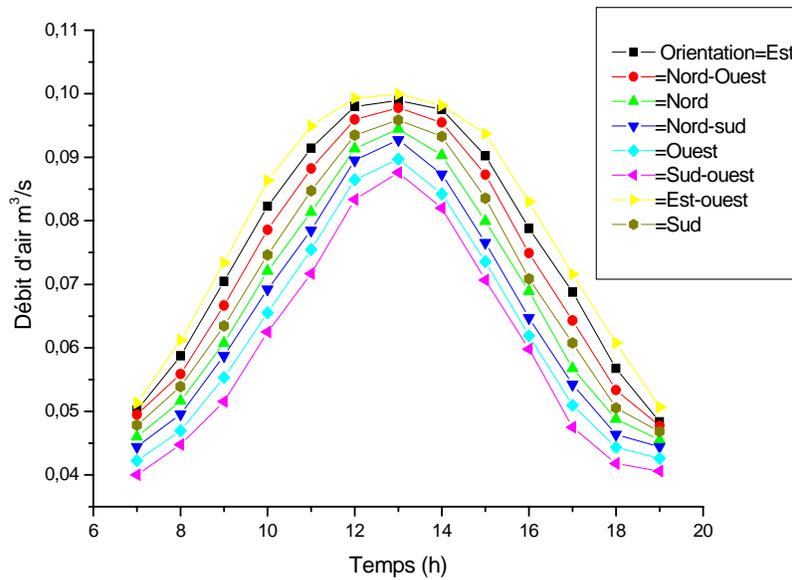


Fig 4.45 : Influence de l'orientation de la toiture sur le débit d'air volumique à travers la toiture de la journée type du mois de Juin.

### 4.1.10 Influence de l'orientation de l'habitat

Naturellement, l'orientation de la face externe de la toiture, à cause de l'intensité de flux de chaleur mis en jeu au niveau de ces divers éléments, joue sur le débit d'air. Ainsi, pour une toiture orientée nord-sud le flux solaire capté par cette toiture est le plus faible. Il s'ensuit que la température des divers matériaux de l'enceinte, et par conséquent celle de l'air, sont inférieures à celles obtenues pour les autres orientations de la toiture. Une comparaison entre les distributions temporelles des températures moyennes de l'air dans l'habitat conduit à une valeur de 29,45°C et un débit d'air de 0,095 m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup> qui circule par convection naturelle dans la toiture (figures 4.38-39) au cours des 4 journées types pour un angle d'inclinaison optimal égal à 55°. Ces résultats montrent que l'orientation nord-sud conduit à une diminution significative de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat relativement à celle de l'ambient.

### 4.1.11 Influence de la nature des matériaux au niveau de l'enceinte

Les courbes des figures.4.46-53 montrent l'influence des tuiles de terre comprimée et des tuiles transparentes sur les distributions des températures moyennes de l'air de l'enceinte et du débit d'air circulant par convection naturelle dans la toiture de l'habitat bioclimatique au cours du temps, sur les 4 journées types de l'année. Cependant, on remarque que lorsque la surface couverte par les tuiles transparentes en plexiglas(P) est plus grande que la surface des tuiles de terre comprimée (B), on obtient une température moyenne de l'air de 29,75°C et un débit d'air maximal de 0,099 m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup> pour un angle d'inclinaison de 55°. Malgré un débit d'air appréciable, avec la surface couverte de (P), il est difficile de retenir ce modèle pour des raisons de coût des tuiles en plexiglas. En outre un débit maximal n'est pas synonyme de baisse de température dans l'enceinte de l'habitat. Les profils des températures des figures (4.62-63) montrent que le modèle de toiture de type PBPBP peut être considéré comme une configuration optimale des tuiles, avec une température moyenne de 29°C à l'intérieur de l'enceinte de l'habitat pour un débit d'air circulant dans la toiture de 0,092 m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>.

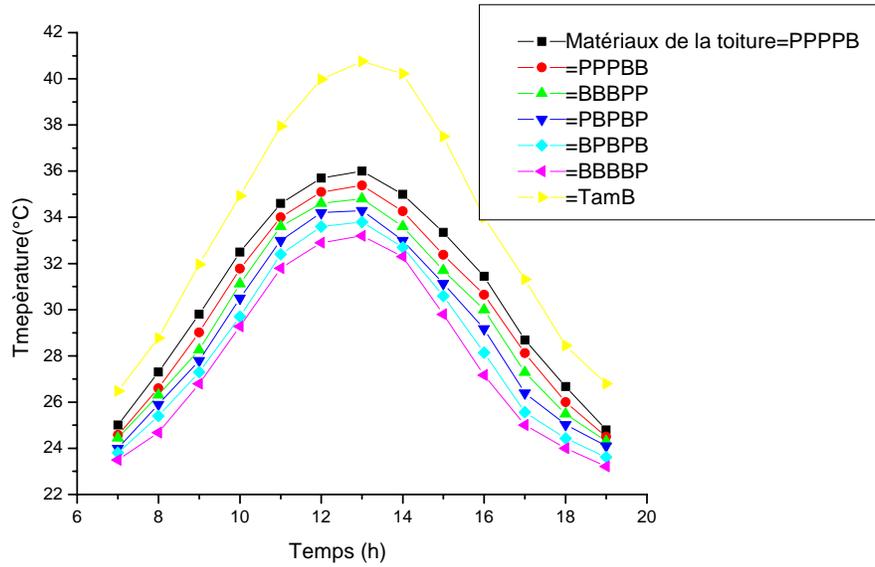


Fig. 4.46 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur les températures de l'air dans l'enceinte de la journée type du mois de Mars.

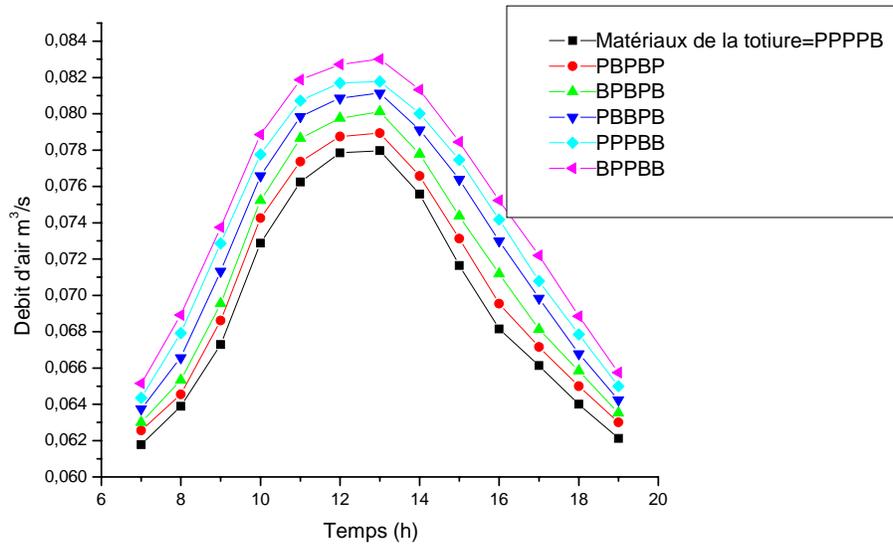


Fig. 4.47 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Mars.

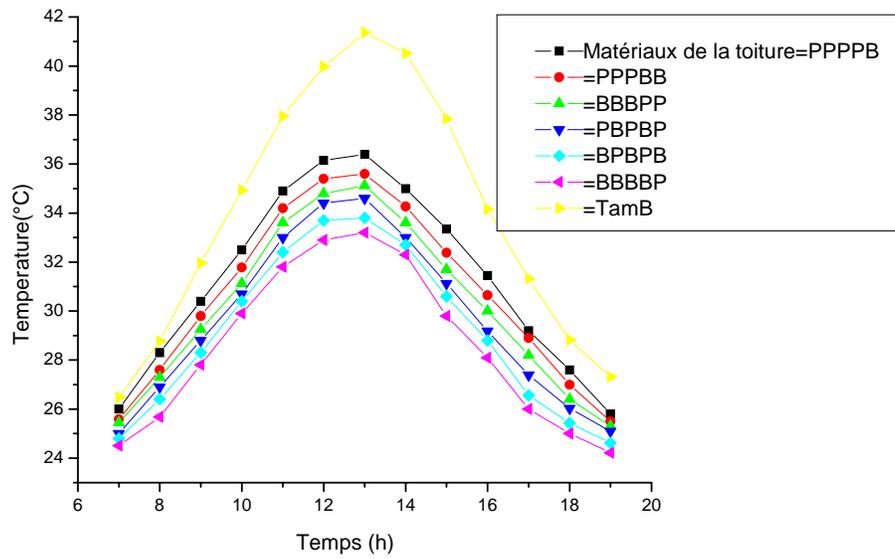


Fig. 4.48 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur les températures de l'air dans l'enceinte de la journée type du mois d'Avril.

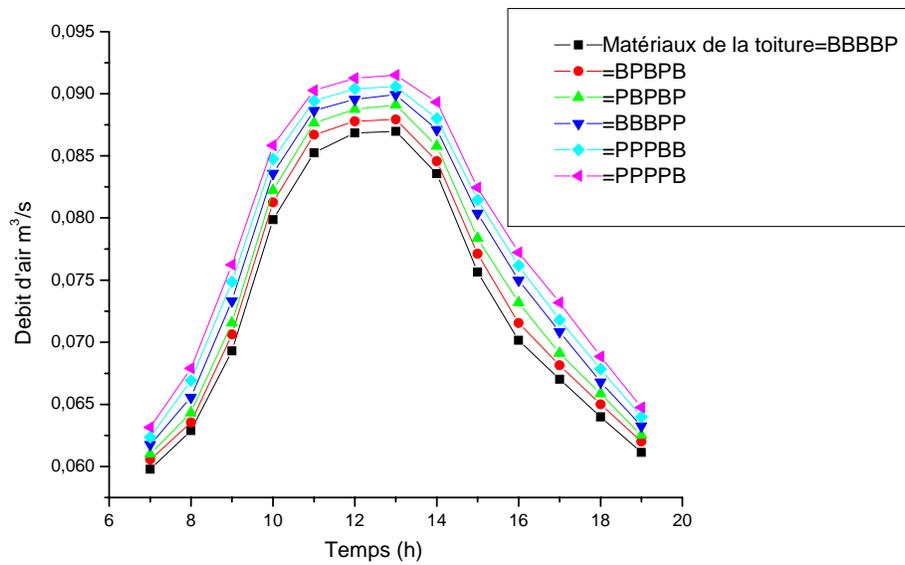


Fig. 4.49 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Avril.

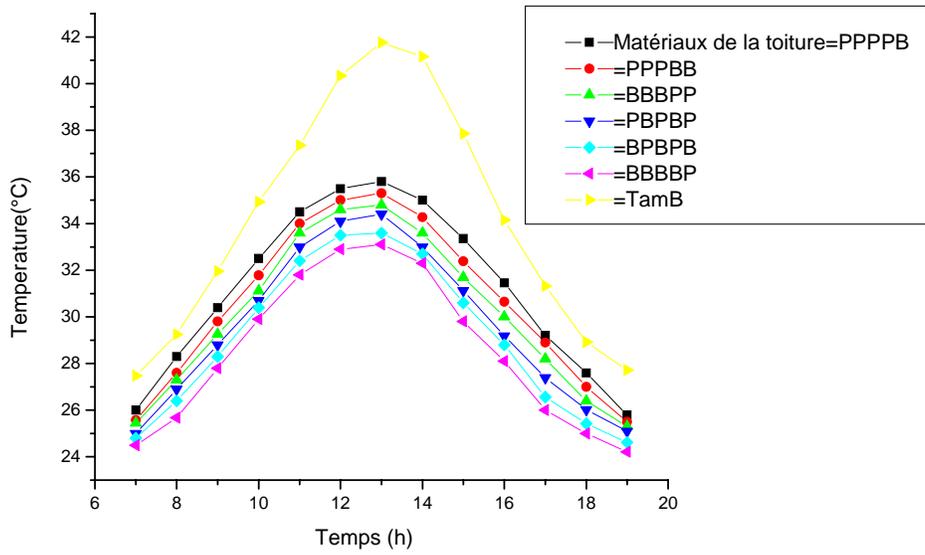


Fig. 4.50 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur les températures de l'air dans l'enceinte de la journée type du mois de Mai.

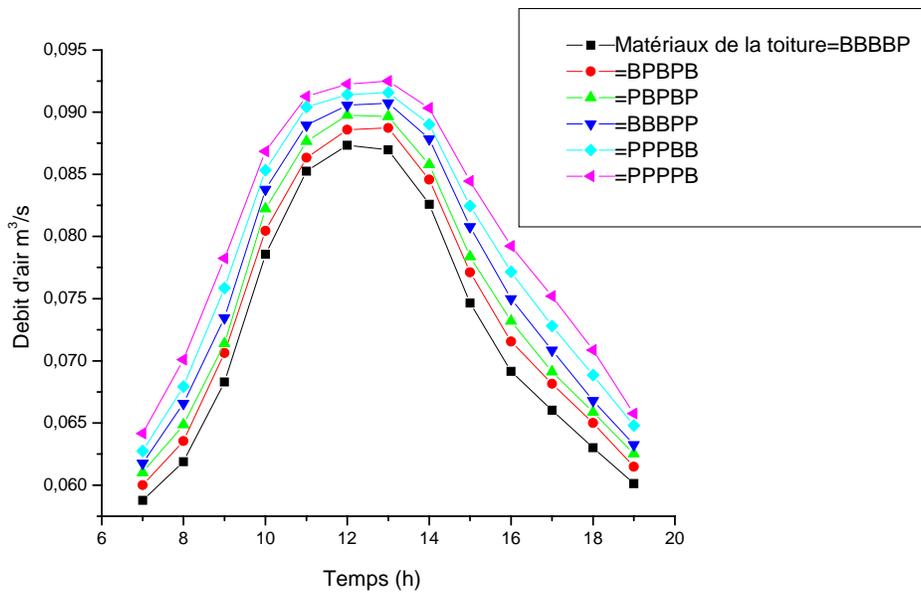


Fig. 4.51 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Mai.

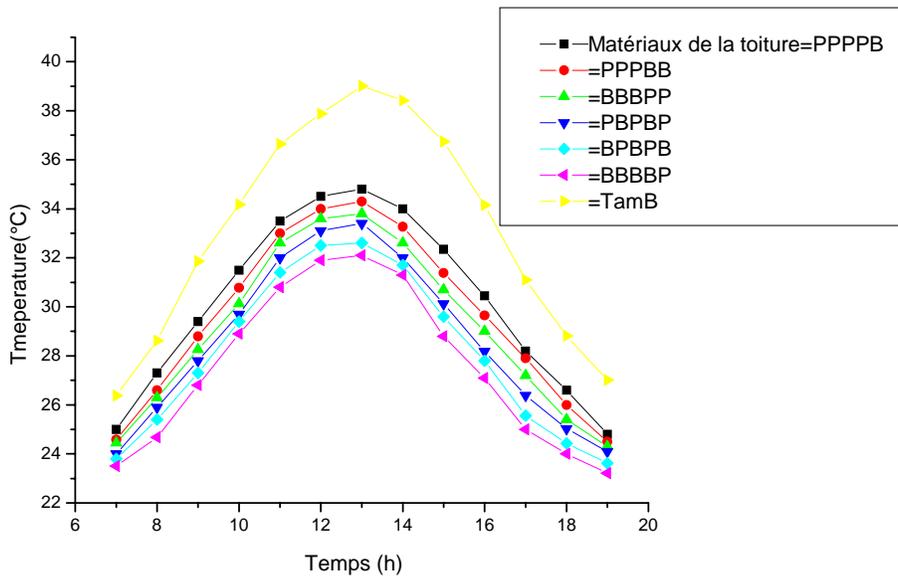


Fig. 4.52 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur les températures de l'air dans l'enceinte de la journée type du mois de Juin.

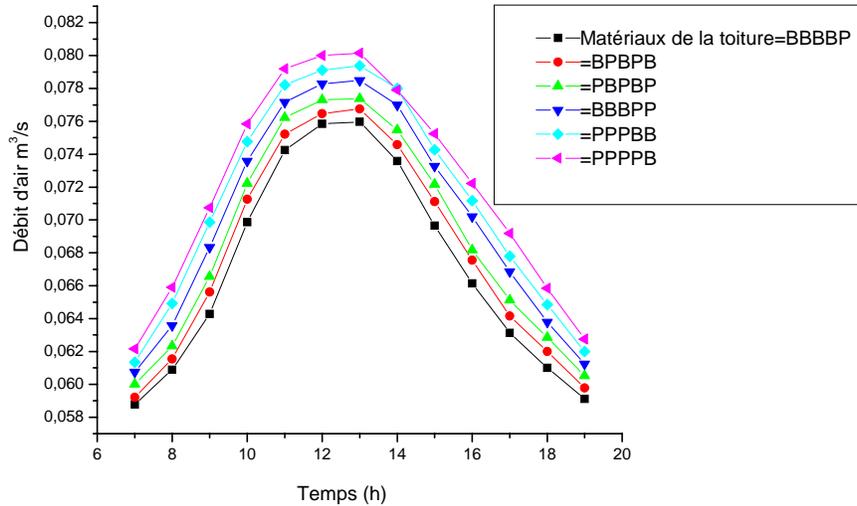


Fig. 4.53 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Juin.

### 4.1.12 Influence de la hauteur de la cheminée

Les courbes figures (5.54-4.61) montrent que la hauteur de la cheminée (CH2 : Figure 2.5) de la toiture influence la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat, ainsi que le débit d'air circulant dans la toiture. En comparant les profils des températures pour différentes hauteurs de la cheminée, on constate que lorsque la hauteur de la cheminée est comprise entre 45 cm à 50 cm, on a une température moyenne de l'air dans l'enceinte de l'habitat de 29,25°C, avec un débit d'air circulant dans la toiture de 0.080 m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup> pendant les 4 journées types. Cependant, on remarque également que la vitesse de l'air dans la cheminée dépasse les 0,2 m/s, et ceci est dû à l'effet cheminée (tirage naturel ou dépression statique, crée par la cheminée), expliquant un renouvellement assez important de l'air de la toiture et de celui de l'enceinte de l'habitat.

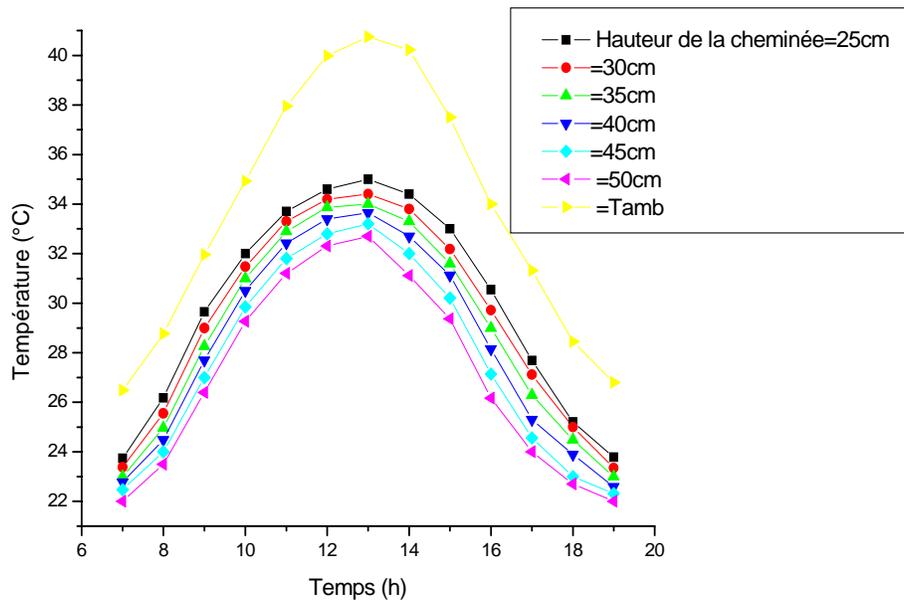


Fig. 4.54 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat de la journée type du mois de Mars.

## CH.4: Résultats et Discussion

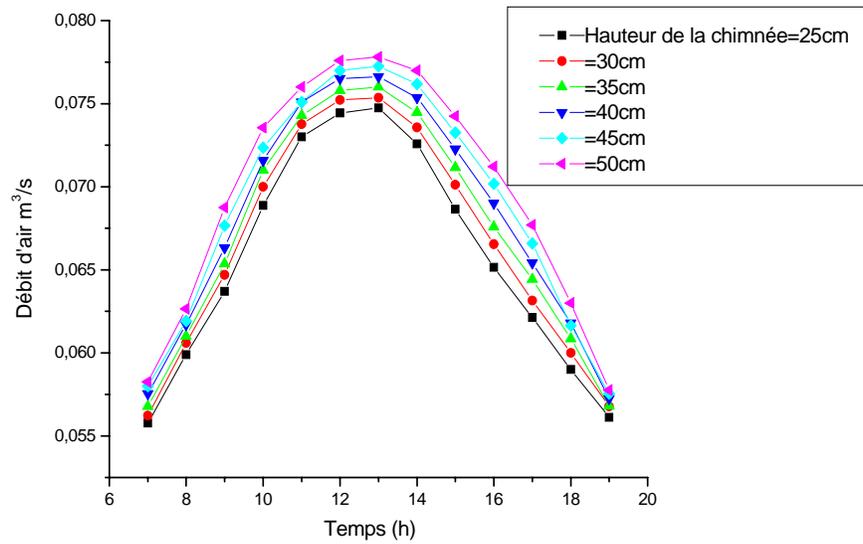


Fig. 4.55 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps sur débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Mars.

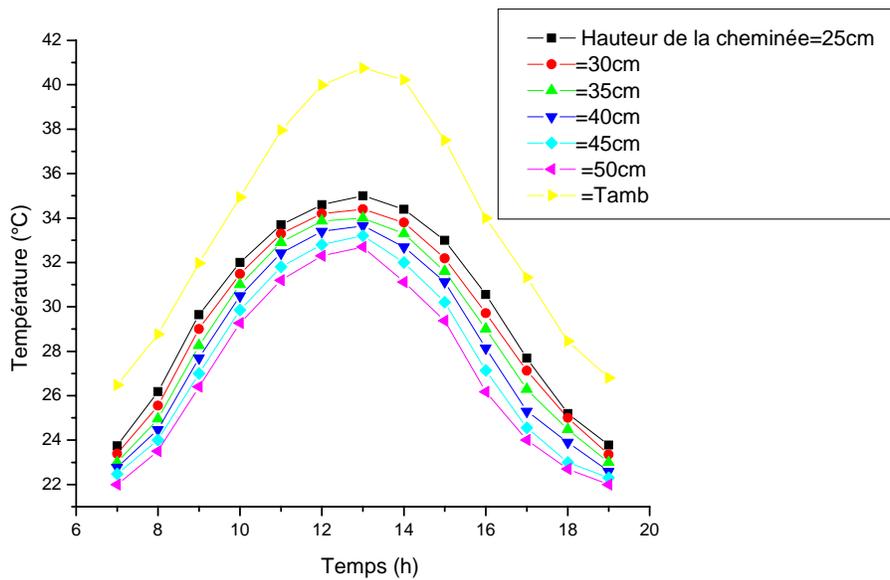


Fig. 4.56 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat de la journée type du mois d'Avril.

## CH.4: Résultats et Discussion

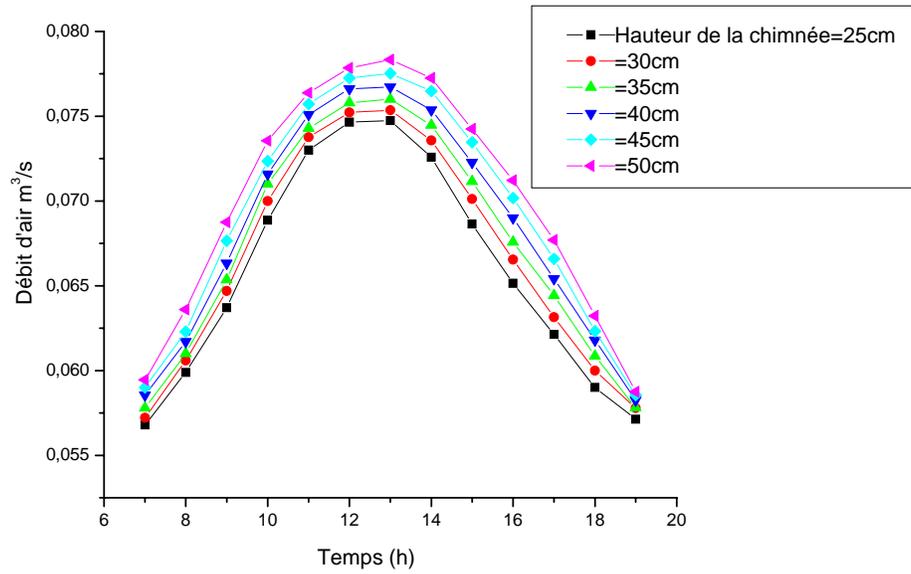


Fig .4.57 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps sur débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Avril.

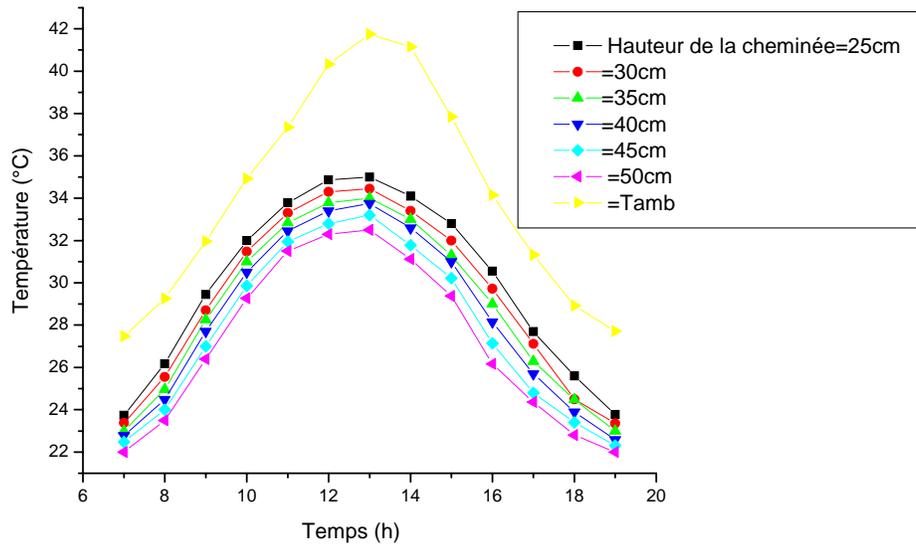


Fig.4.58 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat de la journée type du mois de Mai

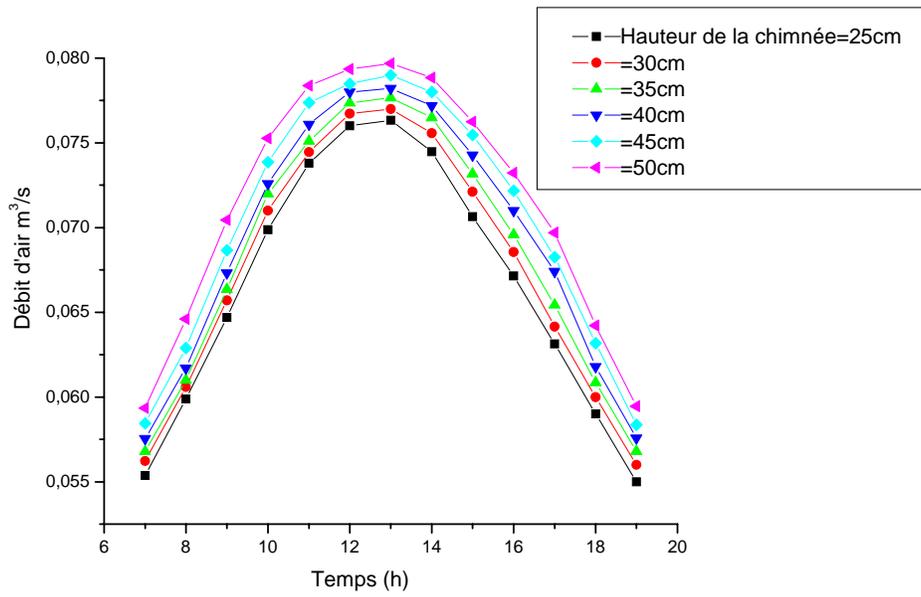


Fig. 4.59 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps sur débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Mai.

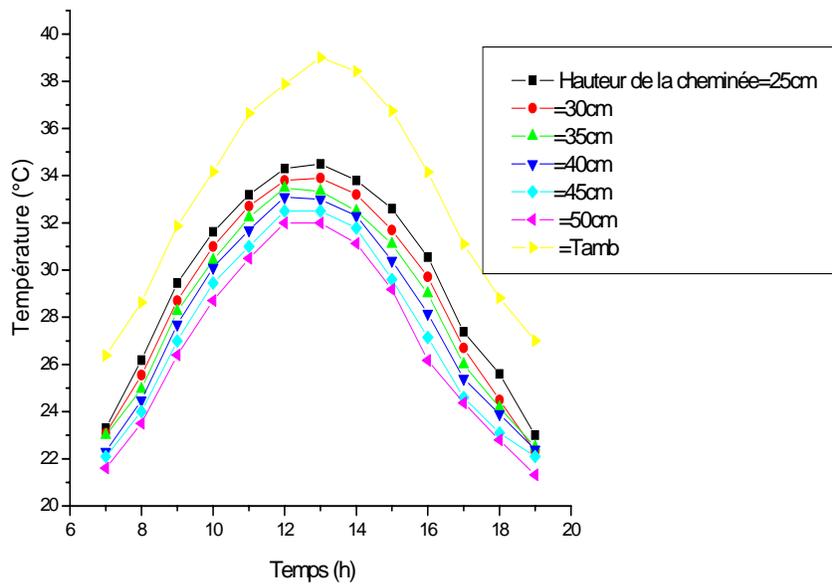


Fig. 4.60 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat de la journée type du mois de Juin.

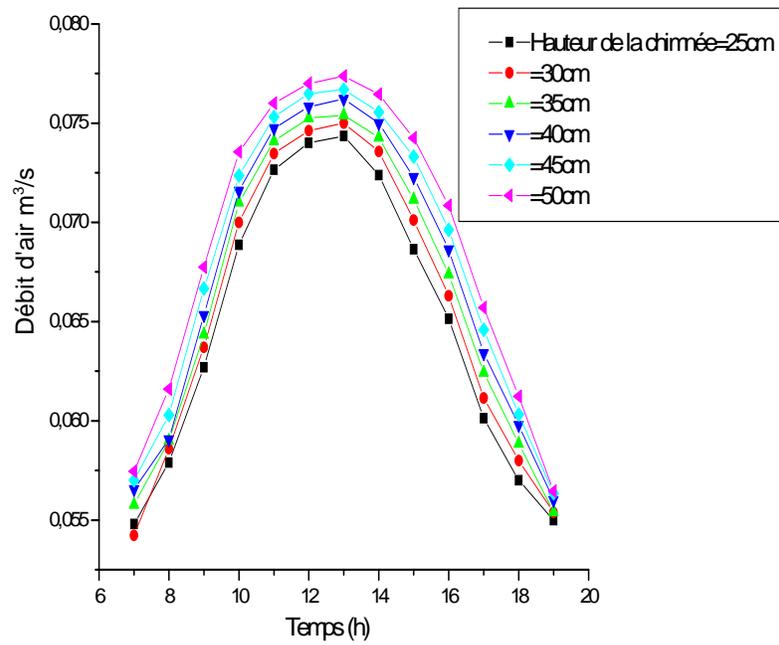


Fig. 4.61 : Influence de la hauteur de la cheminée au cours du temps sur débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Juin.

### 4.1.13 Influence des modules Peltier et des paramètres optimaux

La modélisation et la simulation du fonctionnement de la toiture bioclimatique ont montré que le débit d'air engendré par la convection naturelle est d'autant plus élevé que, lorsque l'angle d'inclinaison fixé à 55°, et la distance entre les deux plaques de la toiture ( $d=30\text{cm}$ ) augmente. Et d'autre part que la température de l'air dans la toiture diminue lorsque l'angle d'inclinaison augmente, et le débit d'air qui circule dans la toiture augmente, pour une meilleure orientation (nord-sud de la toiture).

Aussi, dans la suite nous procédons à la simulation sur une année en utilisant la notion de journée type des transferts dans l'habitat et la toiture dont les dimensions ont été optimisées précédemment (tableau.4.1).

Angle d'inclinaison	Hauteur de la Cheminée	Orientation	Configuration des Tuiles	Distance entre les deux plaques de la toiture
55°	45 cm	Nord-Sud	PBPBP	30 cm

*TAB.4.1 : Résumé des paramètres optimaux*

La simulation des transferts dans un modèle d'habitat bioclimatique a montré que pendant la période la plus chaude de la journée (11-14h), la température de l'air ne pouvait être ramenée à une valeur inférieure à 29°C pour un débit d'air de  $0.092\text{ m}^3\text{s}^{-1}$  circulant dans l'habitat par convection naturelle. De ces 2 deux remarques, on en déduit que ce modèle d'habitat bioclimatique ne permet pas d'obtenir une température de l'air conforme à celle recommandée par les normes standard du confort thermique [50]. Afin d'atteindre une température de l'air dans l'habitat conforme à celle du confort thermique. Il est donc indispensable de compléter ce modèle d'habitat par un dispositif permettant un abaissement supplémentaire de température dans l'habitat, nous analysons dans ce qui suit, l'intérêt de la disposition de module Peltier sur une ouverture de la façade orientée vers le sud. Ainsi, l'air avant d'entrer dans l'habitat est refroidi à la traversée de la

## CH.4: Résultats et Discussion

---

batterie de modules Peltier jusqu'à une température suffisante pour que l'action de la ventilation engendrée par la convection naturelle conduise à une température conforme à celle du confort thermique (fig.4.62 et 4.63). Pour une température ambiante maximale comprise entre 11 heures et 14 heures de la ville de Ouagadougou égale à 40°C, nous estimons la charge électrique de rafraîchissement nécessaire par l'expression suivante :

L'expression générale du bilan thermique du module Peltier :

$$Q_C = \bar{\alpha}IT_C - 0.5.I^2R - K(T_H - T_C) - Q_L \quad 5.1$$

$$Q_H = \bar{\alpha}IT_H - 0.5.I^2R - K(T_H - T_C) \quad 5.2$$

et la puissance électrique du module Peltier se calcule à l'aide de la forme :

$$P(W) = I^2R + \bar{\alpha}(T_H - T_C).I \quad 5.3$$

avec :

$I$  = Intensité électrique

$R$  = Résistance électrique du module

$K$  = Conductance du module

$\bar{\alpha}$  = Coefficient total de Seebeck

$T_H$  = Température de la face chaude

$T_C$  = Température de la face froide

$Q_L = Q_{Rad} + Q_{Con}$  = Échange thermique par radiation et par convection

$$V_{\max} = \bar{\alpha}T_H \quad 5.4$$

## CH.4: Résultats et Discussion

---

$$V_{\max} = I_{\max} R + \bar{\alpha} \Delta T_{\max} = I_{\max} R + E_{\max} \quad 5.5$$

$$\bar{\alpha} \Delta T_H = \bar{\alpha} (T_H - T_C) = E_{\max} \quad 5.6$$

$$R = \frac{V_{\max} - E_{\max}}{I_{\max}} \quad 5.7$$

Ainsi la puissance électrique nécessaire  $Q_{active}$  (W) pour refroidir une face du module peut s'exprimer par l'expression suivante :

$$Q_{active} = \frac{I^2 (V_{\max} - E_{\max})}{I_{\max}} + E.I \quad 5.8$$

Pour une température maximale de 40°C à l'extérieur et une température minimale de 29°C, nous calculons la puissance nécessaire pour obtenir 27°C dans l'enceinte de l'habitat.

$$E_{\max} = \Delta T_{\max} (T_{amb} - T_{ip}) = (40^\circ C - 27^\circ C)$$

$$Q_{active} (W) = \frac{(4,5)^2 (18,5 - 13^\circ C)}{4,5} + (13^\circ C \cdot 4,5) = 83,25$$

Le nombre de modules nécessaires pour l'habitat est donné par l'expression suivante

$$N_{module} = \frac{Q_{active}}{P_{module}} = \frac{83,25}{18} \approx 5 \text{ Modules Peltier} \quad 5.9$$

où :

$N_{module}$  = Nombre de module Peltier installés

$Q_{active}$  = Puissance nécessaire pour refroidir l'air (W)

$N_{module}$  = Puissance du module Peltier (W)

Afin de rester dans le cadre d'une maison économe en énergie, nous envisageons dans la suite, que les modules Peltier sont alimentés par un système photovoltaïque (PV). Un système PV est un ensemble d'éléments de conversion de la lumière solaire en électricité utilisable par processus photovoltaïque, comprenant des modules photovoltaïques (panneaux) et les autres composants du système (régulateur, onduleur, batteries, etc.).

### 4.1.13.1 Description d'un système PV

Le module solaire se présente sous la forme d'une surface vitrée, composées généralement de 36 cellules solaires de silicium. Exposé au soleil, il a la faculté de générer un courant électrique continu, dont la tension est proportionnelle au nombre de cellules le composant.

L'intensité générée dépend elle, de la surface des cellules, mais aussi de leur qualité, et également de l'intensité du rayonnement solaire leur parvenant. Une option qui requiert un ensoleillement d'environ  $4 \text{ kWh/m}^2 / \text{jour}$ . Ce dernier est de  $4.6 \text{ kWh/m}^2 / \text{jour}$  au Burkina Faso et la moyenne nationale est  $5,5 \text{ kWh/m}^2 / \text{jour}$ . Par conséquent, tout projet d'électrification solaire est réalisable, du point de vue du gisement solaire, dans n'importe quelle localité du pays.



*Fig.4.62 : Schéma du module solaire photovoltaïque PV*

L'électricité produite peut être soit utilisée directement, par exemple pour alimenter les modules Peltier, soit stockée dans des accumulateurs (batteries), via des régulateurs de charge, pour être consommée ultérieurement. L'énergie ainsi stockée est utilisée soit pour alimenter des charges à courant continu (12V ou 24 V DC) à l'aide d'un régulateur, ou des charges à courant alternatif (220 V AC) à l'aide d'un convertisseur de tension qui transforme le courant continu en courant alternatif.

Ainsi un système PV utilisé en électrification est constitué de deux parties :

- le générateur PV qui comprend la source de production (modules PV), le régulateur de charge et de décharge et les batteries pour stocker l'électricité.
- l'utilisation qui comprend les applications susceptibles d'utiliser l'électricité comme l'éclairage, l'Audiovisuel, la réfrigération solaire, etc.

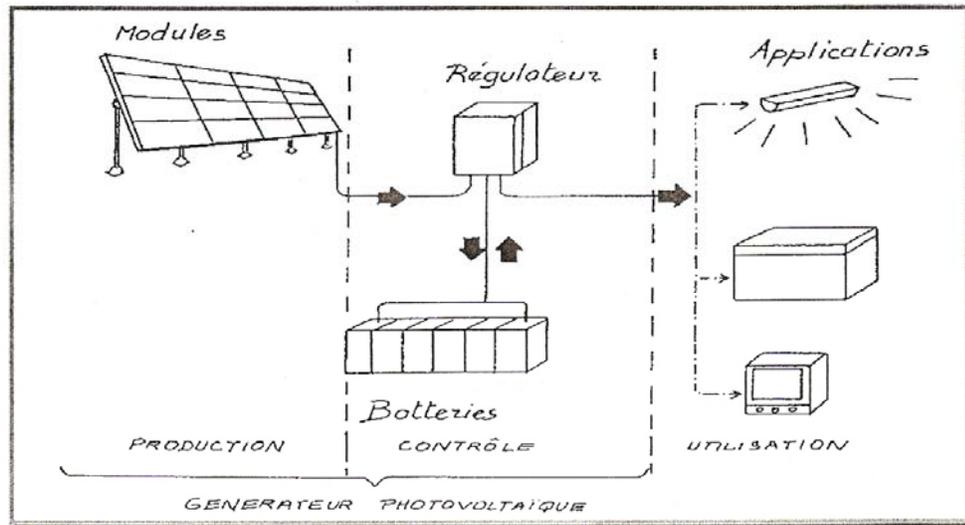


Fig.4.1.63 : Schéma synoptique d'un système PV

### 4.1.13.2 Atouts et limites des modules solaires PV

La technologie photovoltaïque présente un grand nombre d'avantages.

D'abord, les modules solaires PV ont une haute fiabilité technique, ils ont une durée de vie de plus de 25 ans et ne comportent pas de pièces mobiles, ce qui les rend particulièrement appropriés aux régions isolées. C'est la raison principale de son utilisation dans les engins spatiaux.

Ensuite, le caractère modulaire des panneaux solaires photovoltaïques permet un montage simple et adaptable à des besoins énergétiques divers. Les systèmes peuvent être dimensionnés pour des applications de puissance allant du milliwatt (mW) au mégawatt (MW).

Leurs coûts de fonctionnement sont très faibles vu les entretiens réduits et ils ne nécessitent ni combustible, ni transport.

Enfin, la technologie photovoltaïque présente des qualités sur le plan écologique car le produit fini est non polluant, silencieux et n'entraîne aucune perturbation du milieu, si ce n'est l'occupation de l'espace pour les installations de grandes dimensions.

### 4.1.13.3 Les limites

Les systèmes photovoltaïques présentent toutefois des inconvénients.

La fabrication du module photovoltaïque relève de la haute technologie et requiert des investissements d'un coût élevé.

Le rendement réel de conversion d'un module est faible (12% à 18% pour une cellule au silicium et la limite théorique est de 28% à l'heure actuelle).

Les générateurs photovoltaïques ne sont compétitifs par rapport aux générateurs Diesel que pour de faibles demandes d'énergie en région isolée. De ce fait ils sont inadaptés aux activités économiques de grosse puissance.

Intermittente, l'énergie solaire PV suppose un comportement responsable de la part des usagers qui devront apprendre à bien consommer.

Le coût d'investissement initial des équipements peut limiter son utilisation;

Seul un petit nombre d'acteurs est compétent localement dans le domaine de l'énergie solaire (bureaux d'études, fournisseurs, etc....).

Enfin, lorsque le stockage de l'énergie électrique sous forme chimique (batterie) est nécessaire, le coût du générateur photovoltaïque est accru. La fiabilité et les performances du système restent cependant équivalentes pour autant que la batterie et les composants régulateurs (régulation de charge et de décharge) associés soient judicieusement choisis.

### 4.1.13.4 Les applications sociaux-économiques des systèmes solaires PV

Outre, l'alimentation des modules Peltier de notre modèle d'habitat bioclimatique, les systèmes PV jouent un rôle très important dans l'amélioration des conditions de vie des populations (éclairage, approvisionnement en eau potable, télévision, radio, etc....). Enfin l'éclairage offre la possibilité de poursuivre des activités économiques productives au coucher du soleil.

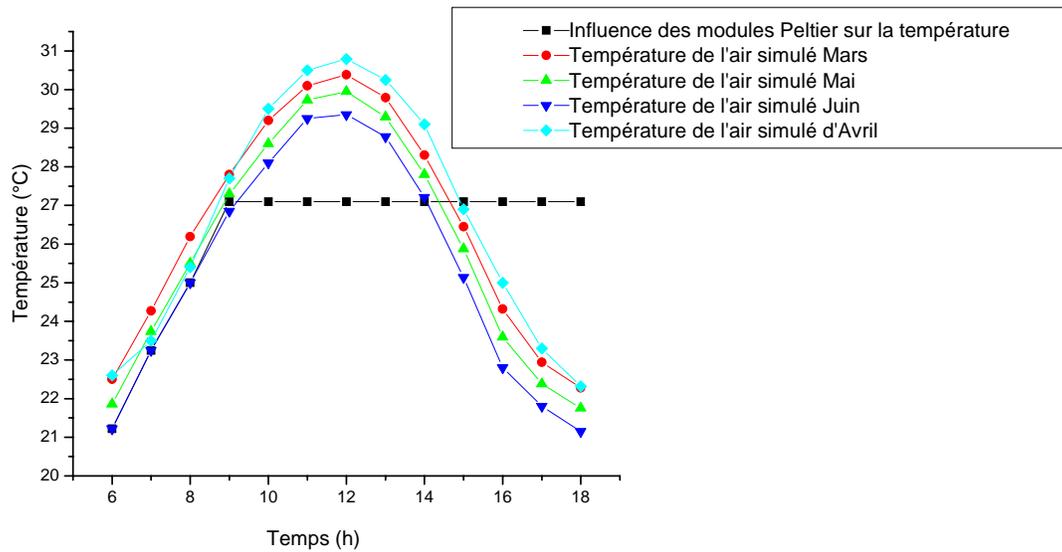


Fig.4.64 : Influence des modules Peltier sur la température de l'air à l'intérieure de l'enceinte de l'habitat des journées types des quatre mois.

Les courbes des figures 4.62 et 4.63 montrent évolution de la température de l'air simulée dans l'enceinte de l'habitat et le débit d'air circulant par convection naturelle dans la toiture des quatre journées types correspondant respectivement aux mois de mars, avril, mai et juin de ville de Ouagadougou. Elles permettent également une étude comparative entre la température simulée et l'influence des modules Peltier sur la température de l'air à l'intérieur. Nous avons trouvé une température moyenne de l'air dans l'enceinte de l'habitat de 29°C par simulation.

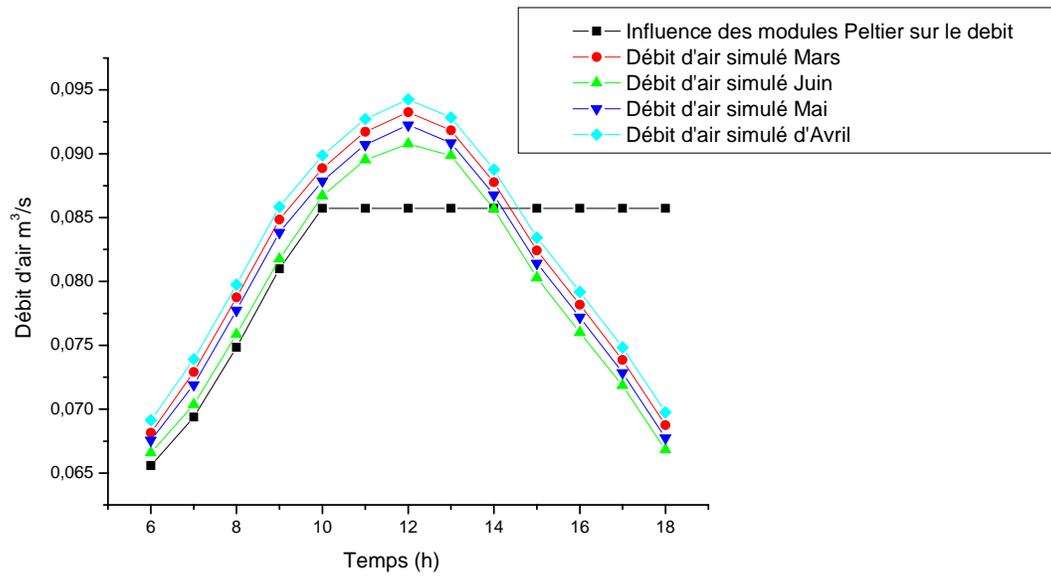


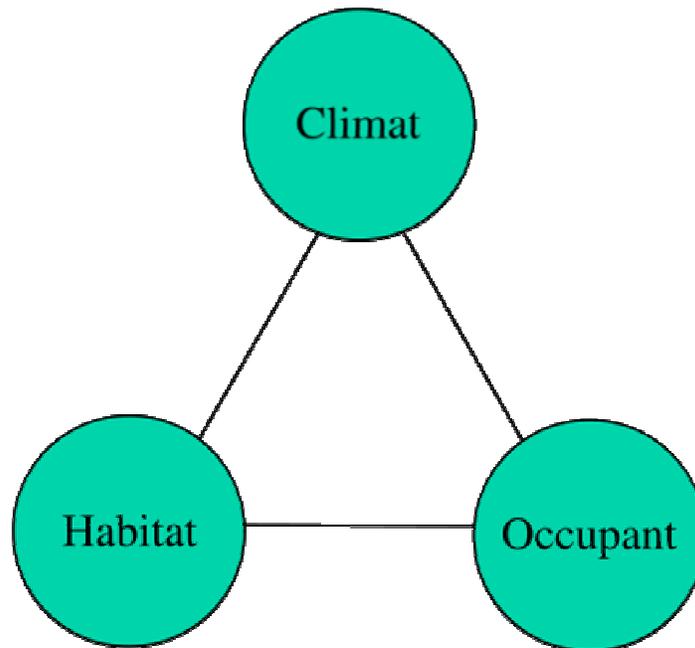
Fig. 4.65: Influence des modules Peltier sur le débit d'air volumique des journées types des quatre mois.

Cette valeur de la température reste non conforme à celle recommandée par la notion confort thermique dans les régions à climat tropical chauds et secs, cas du Burkina. Cette valeur moyenne augmente légèrement pendant les mois d'avril et mai ( $29,75^{\circ}\text{C}$ ). L'utilisation des modules Peltier permet d'obtenir une température de l'air constante de  $27^{\circ}\text{C}$  entre 11h et 14h, et même au-delà (Fig.4.62). Par contre cette baisse de la température à l'intérieur de l'habitat par l'effet Peltier, provoque un faible débit dans la toiture (de  $0,085\text{m}^3\text{ s}^{-1}$ ). Nous remarquons aussi que le matin entre 6h et 10h, la température de l'air dans l'habitat est inférieure à  $27^{\circ}\text{C}$ . Ceci s'explique simplement par le fait que la nuit, l'habitat avec une épaisseur des murs de l'habitat conforme à la norme standard de 20 cm et 25 cm, échange par rayonnement avec la voûte céleste.

### 4.1.14 Conclusion

Nous avons procédé à une modélisation des transferts dans un habitat bioclimatique adapté au climat tropical du Burkina Faso [72]. La ventilation est assurée par une convection naturelle engendrée par une toiture bioclimatique. Nos résultats montrent qu'une toiture orientée nord-sud et inclinée par rapport à l'horizontale d'un angle de  $45^\circ$  permet d'obtenir pendant les heures les plus chaudes de la journée (11-14h) une température moyenne de l'air de  $31,3^\circ\text{C}$ .

Pour une même orientation de la toiture et un angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale de  $55^\circ$ , la température moyenne de l'air dans l'habitat diminue jusqu'à atteindre  $29^\circ\text{C}$  et le débit d'air qui y circule est égal à  $0.0925\text{ m}^3\text{ s}^{-1}$ . Cependant, la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat reste élevée comparée à celle recommandée par les normes standards du confort thermique de l'habitat.



Aussi, avons-nous utilisé des modules Peltier pour abaisser la température de l'air qui entre dans l'habitat de quelques degrés afin que la toiture bioclimatique permette d'obtenir une température moyenne de l'air dans l'enceinte l'habitat de  $27^\circ\text{C}$  conforme à une sensation du confort thermique dans les régions chaudes et sèches (annexe Fig.E.1)

## **CH.4: Résultats et Discussion**

---

diagramme de climatisation active de B. Givoni. Ceux-ci sont alimentés directement par un système photovoltaïque qui peut également servir le soir à l'éclairage grâce à l'emploi de batteries. Le modèle que nous proposons reste acceptable car il tire le meilleur parti du rayonnement solaire et de la circulation naturelle de l'air en respectant l'environnement avec une empreinte écologique minimale.

Il consiste ainsi à trouver une adéquation entre l'habitat, le comportement des occupants et le climat, pour réduire au maximum les besoins de climatisation classique (voir schéma ci-dessus).

# Conclusion générale

Pour obtenir la meilleure configuration possible d'une toiture bioclimatique afin d'assurer une climatisation passive optimale d'un habitat, il faut évaluer les effets de nombreux paramètres (dimensions et nature des composants, orientation de la toiture, données météorologiques,...) sur les distributions de températures de l'habitat.

Pour cela, nous avons élaboré un modèle mathématique basé sur les analogies électriques pour décrire les transferts thermique dans l'habitat.

Nous avons ensuite écrit un programme de calcul informatique permettant la détermination des paramètres de construction de cette toiture dans un contexte climatique donné (climat du Burkina Faso). Nos conclusions s'appuient sur des moyennes annuelles obtenues à partir des moyennes mensuelles déduites de la théorie de Liu et Jordan (annexe. A) et du concept de jour moyen caractéristique du mois.

Une comparaison entre nos résultats et ceux déduits d'une étude numérique effectuée par d'autres chercheurs montre un bon accord général. L'objectif fixé au départ, à savoir la modélisation et simulation du comportement d'habitat bioclimatique adapté au climat tropical sec nous ont permis de dégager quelques recommandations pour la conception d'habitats bioclimatiques au Burkina Faso.

A l'issue de cette étude, il apparaît que plusieurs paramètres tels que l'angle d'inclinaison de la toiture, l'orientation de l'habitat, les propriétés physiques des matériaux de la toiture influencent le débit d'air ventilé par convection naturelle, la température de l'air dans l'habitat. Ainsi, le débit d'air ventilé dans la toiture augmente avec l'angle d'inclinaison de la toiture qui s'accompagne d'une diminution des températures de l'air à l'intérieure de l'habitat. Quelque soit l'angle d'inclinaison de la toiture, les valeurs les plus élevées de la différence de température entre celle de l'air intérieur et celle de l'ambiance est obtenue pour une orientation nord-sud.

## Conclusion générale

---

Cependant, pour de telles valeurs de l'angle d'inclinaison, les débits d'air circulant dans la toiture et l'habitat sont faibles. Par exemple la température moyenne de l'air dans l'habitat pour une toiture orientée nord-sud et inclinée d'un angle de  $55^\circ$  par rapport à l'horizontale, nous obtenons une température de l'air  $T_a=29^\circ\text{C}$ . Notons également que, compte tenu de la nature de climat tropical sec, aucune action des paramètres ne peut corriger la sécheresse de l'air pendant certaines périodes de l'année. L'efficacité de fonctionnement de la toiture bioclimatique est liée aux conditions climatiques; mais son adaptation et sa conception optimale d'un dimensionnement convenable. Ainsi, nous avons obtenu une température de l'air assez élevée à l'intérieur de l'habitat de  $29^\circ\text{C}$  supérieure à la norme standard du confort thermique.

C'est ainsi que pour rabaisser la température de l'air à  $27^\circ\text{C}$  à l'intérieur de l'habitat, nous avons utilisé des modules Peltier alimentés par des modules solaires photovoltaïque PV, instruments thermoélectrique de petites dimensions pour améliorer la température de l'enceinte de l'habitat. Les modules Peltier fonctionnent avec une faible consommation d'énergie électrique comparativement aux appareils traditionnels de climatisation (de cycle frigorifique général avec compresseur et avec un moyen de refroidissement comme le CFC Chlorofluorocarbone). Utilisée pour l'alimentation des modules Peltier, l'énergie fournie par les modules photovoltaïques est un des facteurs déterminants pour les populations. Elle est nécessaire à toutes activités humaines. Elle contribue au confort et à l'amélioration de la vie quotidienne et assure en outre des activités économiques et sociales.

Ce travail aboutit à une solution parmi tant d'autres, des problèmes de la climatisation passive dans les régions à climat chaud et sec, cas du Burkina Faso. Il montre également que de réelles possibilités et alternatives de climatisation existent, même sous des climats très durs. Au-delà de la protection de l'environnement et de l'économie d'énergie d'un habitat bioclimatique, l'utilisation de matériaux locaux de construction participe à la promotion économique de petites entreprises (fabrication de briques BTC, de blocs BLT,...) et de petits métiers en zones urbaines et rurales.

## **Conclusion générale**

---

Des perspectives peuvent être envisagées à la suite de la présente étude selon différents axes :

- élaborer un outil de dimensionnement d'habitat bioclimatique
- procéder à une étude de faisabilité techno-économie de cet d'habitat et élaborer des abaques de dimensionnement des différents éléments de la toiture
- appliquer ce modèle d'habitat dans les conceptions architecturales futures.
- exploiter de l'éclairage naturel et inciter à l'utilisation du solaire.

# Bibliographie

- [1] *Deuxième rapport sur l'état de l'environnement, Direction des Évaluations Environnementales (DEE), et Évaluation Environnementales Stratégiques*, Ministère de l'Environnement et du Cadre de Vie Burkina Faso, PP.148, 2007.
- [2] *Plan stratégique de l'énergie au Burkina Faso*, IRSAT-CNRST, 1995.
- [3] *Audit Énergétique, et Stratégie Énergétique Domestiques (SED)*, Direction Générale de l'Énergie (DGE), Ministère de l'Énergie et des Mines du Burkina Faso, 2003.
- [4] Zuhairy A. A. et Sayigh, A.A. M, *The development of the bioclimatic concept in building design*, Renewable Energy, Vol.3, pp.521-533, 1993.
- [5] Olgyay V., *Design with climate: Bioclimatic Approach to architectural Regionalism*, Princeton University Presse, 190p. New Jersey, 1987.
- [6] Agrawal P.C., *A Review of passive System for natural heating and cooling of buildings*, Solar Wind Technology, Vol.6, No.5, pp.557-567, 1989.
- [7] Awbi H.B., *Design consideration for naturally ventilated Buildings*, Renewable Energy, Vol.5, Part II, pp.908-916, 1994.
- [8] Santamouris M., and Asimakopoulos D., *Passive Cooling of Buildings*, James and James (Science Publisher) Ltd., 472 pp., London, 1966.
- [9] Bansal N. K., Mathur R. et Bhandari M. S., *Solar chimney for enhanced Stack Ventilation*, buildings and Environment, Vol.28, No.3, pp.373-377, 1992.
- [10] Khedari J., Hirunlabh J. et Bunnag. T., *Experimental Study of a Roof Solar Collector towards the Natural Ventilation of New Habitation*, World Renewable Energy Congress V, 15-21 June, Denver, USA, pp.469-474, 1996.
- [11] Khedari J., Boonsri B. and Hirunlabh J., *ventilation Impact of Solar Chimney on Indoor Temperature Fluctuation and Air Change in a School Building*, Energy and Buildings, Vol. 32, pp. 89-93, 2000.
- [12] Khedari, J., Yimsmerjit, P. and Hirunlabh, J, *Experimental Investigation of Free Convection in Open-Ended Inclined Rectangular Channel with Upper Hot Plate*, in Building and Environment, 2001.

- [13] Givoni B., *Building Design Principles of Hot Humid Regions' renewable Energy*, Vol.5, Part II, pp. 908-916, 1994.
- [14] Bansal, N. K., Mathur, R. and Bhandari, M. S, *A Study of Solar Chimney Assisted Wind Tower System for Natural Ventilation in Buildings*, Buildings and Environment, Vol. 29, No. 4, pp. 495-500,1994.
- [15] C. N .AWANOU, *étude de réfrigération passive par toiture diode*, Thèse de doctorat troisième cycle, Université de Nice, France, 1984.
- [16] Rincon J., Almaso N. et Gonzalez E., *Experimental and numerical evaluation of a solar passive cooling system under hot and humid climatic conditions*, Solar Energy, Vol. 71. Issue 1, pp. 71-80, 2001.
- [17] Khedari at al. *Investigation of Performance of Roof Solar Collector*, Second Asian technology Program, King Mongkut's University of technology Thonburi, 2001.
- [18] Wachirapuwadon et al, *A New Design of Roof Solar Collector*, International Thermal Energy and Environment Congress, 9-12 June, Marrakech, Morocco, pp. 861-866., 1997.
- [19] Grade F. et al, *Implementation and experimental survey of passive design specifications used in new low-cost housing under tropical climates*, Energy and Buildings, Vol. 36 Issue 4, pp. 353-366,2004.
- [20] Y.Ouédraogo, *Bouleversement Climatique au Burkina Faso*, DESS, CEPAP, Université de Ouagadougou, 2002.
- [21] Richard J.D, Gail S. Brager, *Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revision to ASHRAE Standard 55*, Energy and buildings, Vol.34, pp.549-561, 2002.
- [22] W.T. Grondsik et al, *Variation in earth covered roof temperature profiles*, International passive and hybrid cooling conference. Miami Beach, pp.146-150, 1981.
- [23] C.H. Treat and C. Allen. *An assessment of rock beds for comfort cooling in several U.S cities*. Proceeding of the National passive solar conference, 1979.
- [24] B. Givoni, *Passive cooling of buildings by natural energies*, Energy and buildings, 1980.
- [25] B. Givoni, 1994, *Building Design Principles for Hot Humid Regions*, Renewable Energy, Vol. 5, Part II, pp. 908-916, 1994.

- [26] Bunnag, T., *A Study of a Roof Solar Collector towards the Natural Ventilation of New habitations*, Master of Engineering Thesis, Thermal Technology Program, King Mongkut's University of technology Thonburi, 85 pages, 1995.
- [27] Hirunlabh J. Wachirapuwadon S., Pratinthong N. and Khedari J., *New Configuration of a Roof Solar Collector Maximizing Natural Ventilation*, Buildings and Environment, Vol.4, pp 1-9, 2000.
- [28,29] G. Faltrept, *Architecture Islamique traditionnelle et le confort climatique*, Conférence Solar International, 1980.
- [30] A. Bowen, *Historical responses to cooling in shelter and settlement*, 1980.
- [31] R. Cantin, *A dynamic model for managing the energy in buildings*, The 3<sup>rd</sup> Conference on decision making urban et civil Engineering, London, UK, 2002.
- [32] John .G. Stockholm, *Modeling of Thermoelectric cooling Systems*, Vernouillet, France.
- [33] Kin-Ichi Uemura, *Commercial Peltier modules*, Institut for Thermoélectrique Technologies, Yokohama, Japon.
- [34] Mitrani et al, *Methodology for extracting thermoelectric module parameters*, Instrumentation and measurement, IEE Transaction on vol 54, Issue4, pp.1548-1552, 2005.
- [35] Exell, R. H. B., *Climatology of the Building Environment*, Workshop on Building Energy Management, Bangkok, Thailand, 22-26 April, pp. 1-15., 1991.
- [36] Baker, N. V, *Passive and Low Energy Building Design for Tropical Island Climates*, London, Commonwealth Secretariat Publication, 197 p. 1987.
- [37] *Programme Régionale d'Énergie Domestique et Alternative au Sahel*, états du CILSS, Ouagadougou, 2004.
- [38] B.Y. H. Lieu Jordan., *The interrelation and characteristic distribution of direct, diffuse, total radiation*, Solar Energy, Vol4, pp.1-19, 1961.
- [39] S.A. Klein, *Calculation of montly average insolation on a tilted surface*, Solar, Energy, pp.325-329, 1977.

- [40] M. Collares Pereira et Rabl, *The average distribution of solar radiation between daily and hourly values*, Solar Energy, pp.155, 1979.
- [41] Heywoode, *The computer of solar radiation intensifies*, Solar Energy, 1966.
- [42] P. Berdahl et Martin, *Emissivity of clear skies*, Solar Energy, pp.32, pp.663, 1984.
- [43] B. Givoni, *Cooling by long wave radiation*, Passive Solar Journal, Vol1, pp.131-150, 1980.
- [44] P. Franck et P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, pp.492-515 Fourth, edition, 1996.
- [45] Mac Adams, *Transmission de la chaleur*, édition Dumode, Paris, 1964.
- [46] P.Granier, *les insolateurs à multi-passe*, Thèse de Doctorat-Ingénieur, Université de Perpignan, 1980.
- [47] Incropera, F.P and Dewitt, D.P, *Introduction to Heat Transfer and Mass*, 3<sup>rd</sup> edition, John Wiley and Sons, pp.475, New York, 1996.
- [48] Tang Minfang, *Solar Control Buildings*, Department of Architecture, Chongqing University, Vol.37, pp.659-664, 2002.
- [49] Joseph C.Lam et al , *Development of Passive Design Zones in China using Bioclimatic Approach*, Energy Conversion and Management, 2005.
- [50] P.O. Fanger, *Thermal confort: Analysis and Application in Environment Engineering*, McGraw-Hill, New York, 1972.
- [51] M. Milne and B.Givoni, *Architectural design based on Climate*. In: D. Watson Editor, Energy Conservation Through Buildings Design, McGraw Hill Book Company, pp.96-113, 1979.
- [52] S.V. Szokolay, *Thermal Comfort and Passive Design*. In: K.W.Boer, Editor, Advances in Solar Energy-An Annual Review of Research and Development, The American Solar Society INC, Vol.2, pp.257-296, New York, 1985.
- [53] *The Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ANSI\ASHRAE 55-2004. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2004.
- [54] ASHRAE Handbook: *Fundamentals*. Atlanta: Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2001.

- [55] B.Givoni, Mann, *Climate and Architecture*, Applied Science Publishers Limidet, London, 1976.
- [56] J.M.Evans, *Evaluating Comfort with Varying Temperature's graphic design tool*, Energy Building, pp.87-93, 2003.
- [57] N.M Nahar, *Performance of Different Passive Techniques for Cooling of Buildings in Arid Regions*, Building and Environment, Vol 38, pp.109-116, 2003.
- [58] Victor.M Gomez-Munoz and Miguel Angel Porta-Gandara, *Simplified Architectural Method for The Solar Control, Optimisation of Awnings and External Wall in Houses in Hot and Dry Climates*, Renewable Energy, Vol 28, pp.111-127, 2003.
- [59] Tomoko Hirano et al, *A Study on Porous Residential Buildings Model in Hot and Humid Regions: part 1, the natural Ventilation Performance and The Cooling Load Reduction Effect of The Buildings Model*, Building and Environment, Vol 41, pp.21-32, 2006.
- [60] P. Depecker et al., *Design of Buildings Shape and Energetic Consumption*, Building and Environment, Vol 36, pp.627-635, 2001.
- [61] W. Marks, *Multicriteria Optimisation of Shape Energy-Saving Buildings*, Building and Environment, Vol32, pp.331-339, 1997.
- [62] Okuyama H., *Thermal and Airflow Network Simulation Program NETS*. Proceeding of the 6<sup>th</sup> International IBPSA Conference (Building Simulation) Kyoto, pp.37-58, 1999.
- [63] S.Khennas et Y. Sokona, *Fragilité Énergétique dans les Pays les Moins Avancés*, In Dossier Énergie et Changement Climatique, 2006
- [64] *Livre Blanc pour une Politique Régionale sur l'accès aux Services Énergétiques*, CEDEAO-UEMOA, 2006.
- [65] P.Berdahl et Martin, *Emissivity of Clear Skies*, *Solar Energy*, pp.32 et pp.663, 1984.
- [66] Bonkian Be, *Audit Énergétique dans les bâtiments Administratif*, Maitrise de Physique Appliquées, Université de Ouagadougou UFR/SEA, 2001.
- [67] *Étude Statistique des Données Climatiques du Burkina Faso*, Direction Générale de la Météorologie du Burkina.
- [68] M.Kolokotroni, M.D.ES.Perera, D.Azzi and G.S Virk, *An Investigation of Passive Ventilation Cooling and Control Strategies for an Educational Building*, Applied Thermal, Vol 21, pp.183-199, 2001.
- [69] Dagueuet.M., *Les Séchoirs Solaires : Théorie et Pratique*, UNESCO., Paris, 1982.

[70] Duffie J.A., Bekman W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2<sup>nd</sup> edition. New York: John Wiley, SonsInc. 919 pp., 1991

[71] Ministère des Infrastructures, de l'Habitat et de l'Urbanisme (MIHU), CNUEH-HABITAT, PNUD, ONU-HABITAT, *Appui à la mise en place d'une stratégie de promotion et de vulgarisation des matériaux locaux de construction*, 2003.

[72] K. Mansatiansin, *Modélisation et simulation des transferts et de l'éclairage dans un habitat bioclimatique*, thèse de doctorat université de Perpignan, 2005.

[73] I. Ouédraogo et al, *Modeling of a bioclimatic roof using natural ventilation*, International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE), Vol (6), pp.106-110, 2008.

# Annexe A

## Modèle de Lui et Jordan

La méthode du calcul du rayonnement solaire, proposée par Lui et Jordan [38], suppose qu'il existe dans chaque mois de l'année, une journée type ou jour moyen. Cette méthode repose sur une analyse statistique des mesures du rayonnement solaire et a été validée pour de nombreux autres sites. Tous les jours du mois étant supposés identiques, le modèle permet de calculer pour tous jours du mois, les composantes horaires du rayonnement recueilli par un plan incliné [41], en connaissant seulement la valeur, en moyenne mensuelle du rayonnement global journalier reçu par un plan horizontal.

### A.1 Flux solaire sur un plan horizontal

Le modèle de Lui et Jordan prend en compte les variations journalières du rayonnement en introduisant les variables caractéristiques suivantes :

$$K_T = H / H_0, \text{ indice de clarté journalier}$$

$$K^d_T = H_d / H_0, \text{ fraction diffuse du rayonnement}$$

où :

$H$  = densité du rayonnement global incident sur un plan horizontal ( $J.m^{-2}.jour^{-1}$ )

$H_d$  = densité du rayonnement diffus journalier ( $J.m^{-2}.jour^{-1}$ )

$H_0$  = densité du rayonnement journalier extraterrestre sur un plan horizontal ( $J.m^{-2}.jour^{-1}$ )

$$H_0 = \frac{3600.24}{\pi} I_0 C \cos \delta (\sin \omega - \omega \cos \omega) \quad (A.1)$$

avec :

$I_0$  = constante solaire dont la valeur est estimée à  $1353 \text{ W.m}^{-2}$  à l'intérieure de l'atmosphère avec une précision d'environ 3,5 %.

$C$  = correction de la distance terre soleil donnée par :

$$C = [1 + 0,0354 \cos(30.Ms - 1) + nj] \quad (\text{A.2})$$

avec

$Ms$  = numéro du mois dans l'année, compté de 1 à 12 à partir de janvier

$nj$  = numéro du jour dans le mois, compté de 1 à 31

$\varphi$  = latitude du lieu ( $^\circ$ )

$\delta$  = déclinaison du soleil ( $^\circ$ )

$\omega_s$  = angle horaire du coucher du soleil donné ( $^\circ$ )

$$\omega_s = \pi / 180 [\ar \cos(1 - \text{tg}(\delta)\text{tg}(\varphi))] \quad (\text{A.3})$$

Le jour moyen du mois est déterminé à l'aide du tableau.A.1 proposé par Klein qui a établi les relations suivantes :

$$\frac{H_d}{H_0} = 1,0005 + 0,04349K_T - 3,522K_T^2 + 2,63K_T^3 \quad (\text{A.4})(\text{A.5})$$

$$\frac{\overline{H_d}}{H_0} = 1,390 - 4,027\overline{K_T} + 5,53(\overline{K_T})^2 - 3,108(\overline{K_T})^3$$

avec :

$$\overline{K} = \frac{\overline{H_d}}{H_0} \quad (\text{A.6})$$

$\overline{H_d}$  = indice de clarté journalier moyen mensuel

$\overline{H_0}$  = rayonnement extraterrestre en moyennes mensuelles

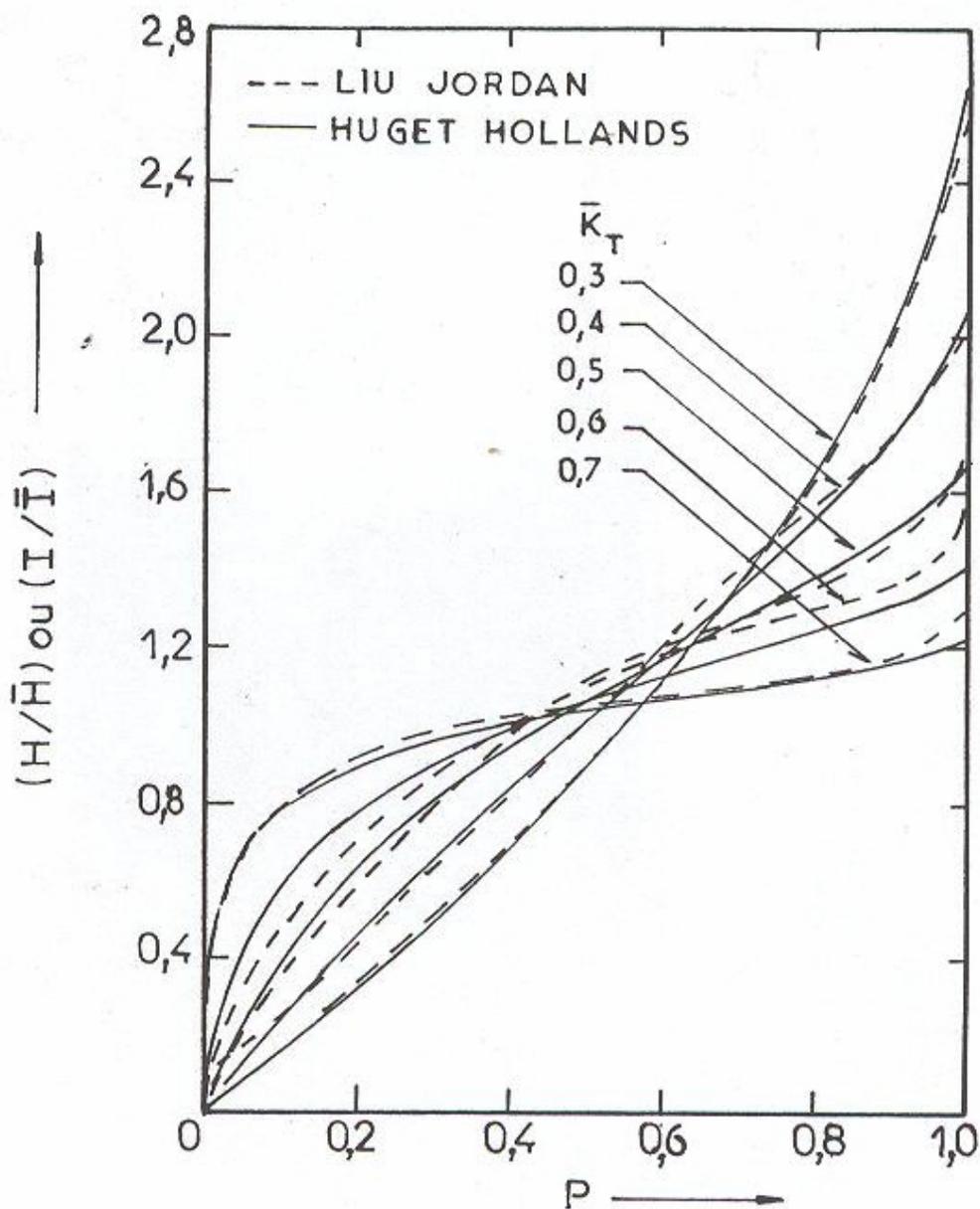


Fig. A.1. Courbes généralisées représentant les  $H/\bar{H}$  ou  $I/\bar{I}$  en fonction de la fraction  $P$

Avec :  $P =$  le rapport du nombre du mois durant lesquels le rayonnement journalier sur un plan inclinée horizontale est inférieur ou égal à  $H$  par le nombre de jour contenus dans ce mois.

Il ont fait des observations suivantes : quelque soient le site et mois considéré, les courbes obtenues pour  $(H/\bar{H})$  et  $(I/\bar{I})$  sont quasiment identiques pour une même valeur  $\bar{K}_T$ . Ainsi, Liu et Jordan ont pu construire à l'aide de mesures de rayonnement disponible, pour différentes valeur  $\bar{K}_T$  (figure. A.1), les courbes en pointillées sont dites courbes de fréquence cumulées, indépendantes du site et du mois considérés et permettent aussi une application universelle.

Huget et Hollands ont proposé une méthode analytique (les courbes en traits pleins) permettant de calculer  $H$  si on connaît seulement  $\bar{H}$  ou  $\bar{K}_T$ . On remarque qu'il n'existe qu'un léger écart entre les courbes statistiques de Liu et Jordan et les courbes analytiques de Huget et Hollands.

Mois	Numéro du mois	Journée type	Jour dans l'année
Janvier	1	17	17
Février	2	16	47
Mars	3	16	75
Avril	4	15	105
Mai	5	15	135
Juin	6	11	162
Juillet	7	17	198
Août	8	16	228
Septembre	9	15	258
Octobre	10	15	288
Novembre	11	14	318
Décembre	12	10	344

*Tableau. A.1 : Journée type*

## A.2 Rayonnement diffus journalier en moyennes mensuelles

La relation A.4 permet le calcul de la valeur du rayonnement diffus journalier, en moyennes mensuelles ( $H_d$ ), à partir du rayonnement global journalier donné en moyennes mensuelles, dont les valeurs sont disponibles dans les fichiers de la météorologie nationale.

## A.3 Rayonnement horaire diffus pour le jour moyen du mois

Pour un jour quelconque du mois :

$$\frac{I_d}{H_d} = \frac{\overline{I_d}}{\overline{H_d}} = r_d \quad \text{A.7}$$

La valeur de  $H_d$  étant connue, le rayonnement horaire diffus ( $I_d$ ) peut donc être calculé à l'aide de la relation suivante :

$$r_d = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{A \cdot \cos \omega_{rd} - B \cos \omega_{rd}}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cdot \cos \omega_s} \quad \text{A.8}$$

$$A = 0,9929$$

$$B = 0,9821$$

Où

$\omega_s$  : déterminé à l'aide de la relation A.3

$\omega_{rd}$  : l'angle horaire du soleil dont la valeur est donnée par la relation A.16

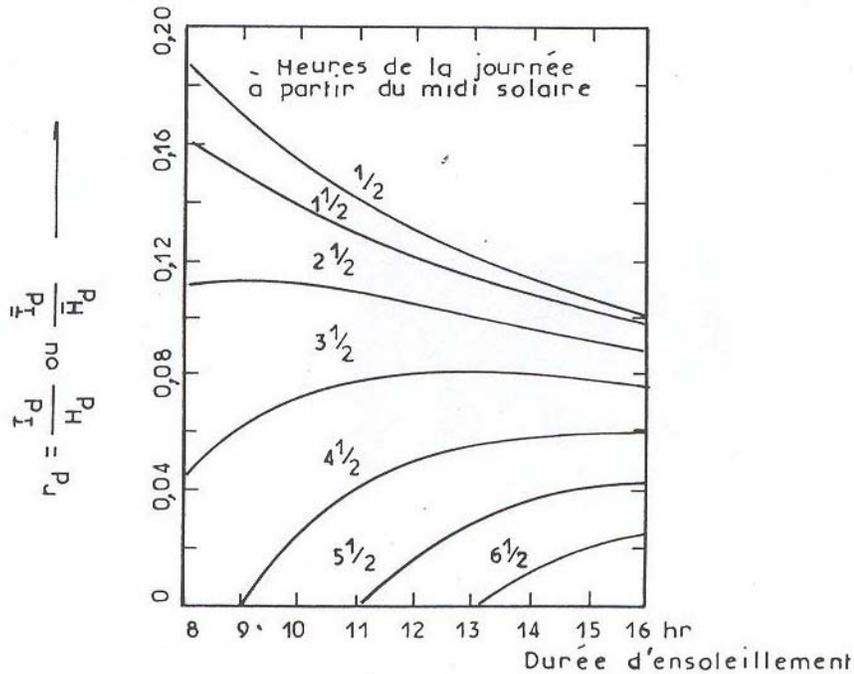


Fig. A.2. Variation de  $r_d$  en fonction de la durée de l'ensoleillement pour différentes heures de la journée à partir du midi solaire.

Selon Liu et Jordan, le rayonnement journalier est symétrique par rapport au midi solaire, ils ont présentés les résultats de leurs travaux sous forme d'abaque. Ils définissent  $r_d = \bar{I} / \bar{H}$  du rayonnement global horaire, en moyenne mensuelle, au rayonnement global journalier, en moyenne mensuelle (Fig.A.2)

#### A.4 Rayonnement global horaire pour le jour moyen du mois

Pour estimer la valeur du rayonnement global (Fig.A.3) horaire (I), nous utilisons la relation :

$$\frac{I_t}{H_d} = r_t \quad \text{A.9}$$

$$r = r_t = \frac{\pi}{24} \cdot (a + b \cos \omega_{rd}) \frac{\cos \omega_{rd} - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s} \quad \text{A.10}$$

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega - 60)$$

A.11

$$b = 0,6609 - 0,4767 \sin(\omega - 60)$$

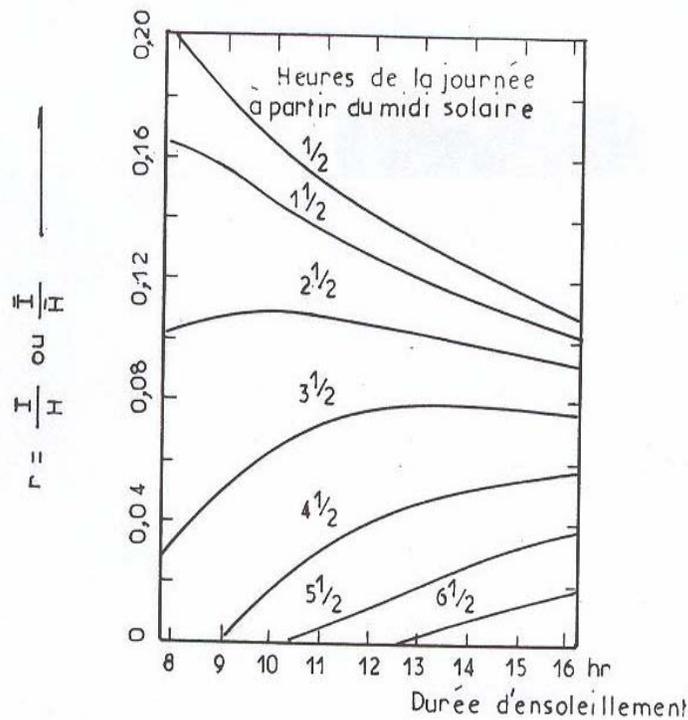


Fig. A.3. Variation de  $r$  en fonction de la durée de l'ensoleillement pour différentes heures de la journée à partir du midi solaire.

La l'horizontale et d'azimut ( $\gamma$ ) (par rapport au sud), est calculée à l'aide de l'expression suivante :

$$\varphi_{\alpha}^{\gamma} = (I - I_d) \cos i \quad \text{A.12}$$

avec

$I$  : Densité de rayonnement global incident sur une surface horizontale ( $W.m^{-2}$ )

$I_d$  : Densité de rayonnement diffus incident sur une surface horizontale ( $W.m^{-2}$ )

$i$  : Angle incidence des rayons solaires sur le plan considérée

**Latitude** ( $\varphi$ ) : distance angulaire d'un lieu à l'équateur, mesurée de 0 à + ou - 90 degrés sur le méridien (vers le nord : positivement; vers le sud : négativement).

**Inclinaison**, ( $\beta$ ) : Angle entre le plan horizontal et le plan considéré (inclinaison).

$\beta > 0^\circ$  Si le plan regarde l'équateur.

$\beta = 0^\circ$  pour le plan horizontal

$\beta = 90^\circ$  pour le plan vertical

**Temps solaire vrai**, (TSV) : Par définition, il midi solaire vrai quand le soleil passe au méridien (le point où le soleil est le plus haut dans la journée. A ce moment, l'angle horaire du soleil  $\omega = 0$  ou bien 0 heure. L'angle horaire est compté positivement de 0 à 180°degré et négativement de 0° à -180°.

$$TSV = \frac{24}{2\pi} \omega_{rd} \quad \text{A.13}$$

$$TSV = TL - N + ET + \left(\frac{LG}{15}\right)$$

avec :

$$ET = 0,0002 + 7,3509 \sin(B, nj) - 0,4197 \cos(B, nj) + 9,3912 \sin(B, nj) + 3,2265(B, nj) + 0,3361 \sin(B, nj) + 0,0903 \cos(B, nj)$$

A.14

où

$Et$  = équation du temps

$Tl$  = temps local

$N$  = fuseau horaire

$Lg$  = longitude du local ( $^{\circ}$ )

avec :

$$B = \frac{2\pi}{366} \quad \text{A.15}$$

$Nj$  = numéro du jour dans l'année.

**Angle horaire du soleil, ( $\omega$ )** : quantité dont le soleil varie dans l'espace d'une heure soit en longitude, soit en latitude. Une heure vaut 15 degré d'angle .Lorsque le soleil passe au méridien.

$\omega_{rd} = 0^{\circ}$  , le temps solaire correspond au midi solaire vrai.

$\omega_{rd} < 0^{\circ}$  , du lever du soleil jusqu'au midi solaire vrai.

$\omega_{rd} > 0^{\circ}$  , de midi solaire vrai jusqu'au coucher du soleil.

$\omega_{rd} = 90^{\circ}$  , le temps solaire vrai correspond à 18h.

$\omega_{rd} = -90^{\circ}$  , le temps solaire vrai correspond à 6h.

$$\omega_{rd} = (TSV - 12) \cdot \frac{\pi}{12} \quad \text{A.16}$$

**Déclinaison, ( $\delta$ )** : Distance entre la position du soleil et l'équateur céleste mesurée sur le méridien céleste.

$$\delta = 23.45 \sin\left[360 \cdot \frac{(284 + nj)}{365}\right] \quad \text{A.17}$$

**Hauteur du soleil, (h) :** Hauteur angulaire du soleil sur l'horizon.

$$\sinh = \sin(nj, tl) \sin(\delta(nj)) + \cos(LG) \cos(\delta(nj)) \cos(\omega, nj) \quad \text{A.18}$$

**Azimat, (az) :** Angle formé par le plan méridien d'un lieu avec un plan vertical situé en ce lieu.

$$\sin(az) = \frac{\cos(\delta(nj)) \sin \omega(nj, tl)}{\cosh(nj, tl)} \quad \text{A.19}$$

**Angle d'incidence, ( $\theta$ ) :** Sur un plan inclinée par rapport à l'horizontal

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos az + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \\ & \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos az \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin az \sin \omega \end{aligned} \quad \text{A.20}$$

Pour une surface horizontale ( $\beta = 0^\circ$ ), l'équation A.21 devient

$$\cos \theta = \cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta$$

# Annexe B

## Propriétés physiques de l'air humide

L'air humide est en général, un mélange d'air sec et de vapeur d'eau à l'état surchauffé, mélange qui se comporte sensiblement comme un gaz parfait.

### B.1 Pression de vapeur saturante

Soient  $P_A$  et  $P_V$  les pressions partielles de l'air sec et de la vapeur d'eau au sens d'un mélange d'air humide de chacun occupant un volume  $V$ . La somme des pressions partielles de chacun des constituants est égale à la pression totale du mélange. La pression partielle de vapeur d'eau d'un air saturé, occupant un volume  $V$ , maintenu à la température  $T_g$  est égale à la pression de vapeur saturante  $P_{Vs}$ , à la température considérée. Dans le cas général, la pression de vapeur d'eau saturante d'un air humide maintenu à la température  $T_g$  est évaluée à partir de la relation suivante dite de Bertrand qui découle de la formule de Chapeyron.

$$P_{vs} = 101225 \times 10^{\left(17,443 - \frac{2795}{T_g} - 3,869 \text{Log} T_g\right)} \quad (P_a) \quad \text{B.1}$$

$$0 < T_g < 473 \quad (K) \quad \text{B.2}$$

### B.2 Capacité calorifique massique $C_p$ a pression constante

La capacité calorifique d'un mélange d'air humide vérifie la relation suivante :

$$C_p = C_v \cdot (C_{pV} + 1 - C_v) \cdot C_{pa} \quad \text{B.3}$$

$C_{pV}$  et  $C_{pa}$  désignent les capacités calorifiques massiques à pression constante de la vapeur d'eau et de l'air sec.

$$C_{pv} = 1862.2 \quad J.Kg^{-1}.K^{-1}$$

$$C_{pa} = 1004,4 \quad J.Kg^{-1}.K^{-1}$$

### B.3 Masse volumique

Soient  $m_a$  et  $m_v$  les masses d'air sec et de vapeur d'eau contenues dans  $1.m^3$  d'air humide maintenu a la température  $T_g$ . La masse volumique de ce mélange s'écrit :

$$\rho = m_a + m_v = \frac{1}{r_a T_g} (P - 0.378 P_v) \quad (Kg.m^{-3}) \quad B.4$$

avec

$$r_a = R / M_{air.sec}$$

$287 J.Kg^{-1}.K^{-1}$ ,  $R$  est la constante des gaz parfaits.  $P$  et  $P_v$  sont la pression totale et la pression partielle de vapeur d'eau. ( $P_a$ ).

La fraction massique de vapeur d'eau est égale à :

$$C_v = \frac{m_v}{m_v + m_a} = \frac{0.622 P_v}{P - 0.378 P_v}$$

En tenant compte de (B.4), la relation volumique vérifie l'expression suivante :

$$\rho = \frac{1}{r_a T_g} \left(1 - \frac{0.378 C_v}{0.622 + 0.378 C_v}\right) P \quad B.5$$

### B.10 Conductivité thermique

La conductivité thermique effective  $k_{eff}$  de l'air est donnée par l'expression :

$$k_{eff} = k_{g0} + 0.00476 \frac{C_v}{1 - c_v} \quad (W.m^{-1}.K^{-1}) \quad B.6$$

avec

$k_{g0}$  : Conductivité thermique de l'air sec. Elle permet peut être représentée par un polynôme du troisième degré en  $\theta_g$  (° C).

$$\theta_g = 2.43 \times 10^{-3} + 9.74167 \times 10^{-6} \theta_g - 1.825 \times 10^{-6} \theta_g^2 + 2.28 \times 10^{-8} \theta_g^3 \quad B.7$$

### B.11 Viscosité dynamique

Elle est donnée par la relation :

$$\mu = \frac{P}{\frac{p_v}{\mu_v} + \frac{p_a}{\mu_a}} \quad (Kg.m^{-1}.s^{-1}) \quad B.8$$

où  $\mu_v$  désigne la viscosité dynamique de la vapeur d'eau, et  $\mu_a$  celle de l'air sec.

Elles satisfont aux expressions suivantes :

$$\mu_v = 25,393 \times 10^{-7} \sqrt{\frac{T_g}{273}} \left(1 + \frac{122}{T_g}\right)^{-1} \quad B.9$$

$$\mu = 30,147 \times 10^{-7} \sqrt{\frac{T_g}{273}} \left(1 + \frac{673}{T_g}\right)^{-1}$$

### B.12 Chaleur latente masse de vaporisation

La chaleur latent de vaporisation de l'eau s'exprime par :

$$L_T = 3,141 \times 10^6 (1 - 7.6 \times 10^{-4} T_s) \quad (J.Kg^{-1}) \quad B.10$$

### B.13 Propriété d'un mélange d'air humide

L'humidité absolue d'un mélange d'air humide, est le rapport de la masse de vapeur d'eau ( $m_v$ ) à la masse de l'air sec ( $m_a$ ).

$$H_a = \frac{m_v}{m_a} \quad \text{B.11}$$

Soient  $m_{a1}$  la masse d'air humide à la température  $T_1$  et de l'humidité absolue  $H_{a1}$ ,  $m_{a2}$  la masse d'air humide à la température  $T_2$  et de l'humidité absolue  $H_{a2}$ , nous allons définir successivement l'humidité absolue  $H_{am}$ , l'enthalpie  $h_m$ , et la température  $T_m$  du mélange de ces deux masses d'air d'humide.

Écrivons d'abord la conservation de la masse d'air humide

$$m_{am} = m_{a1} + m_{a2}$$

soit

$$m_{am} \cdot H_{am} = m_{a1} \cdot H_{a1} + m_{a2} \cdot H_{a2}$$

avec

$$m_{a1} = \frac{m_{v1}}{H_{a1} + 1} = \text{Masse de l'air sec contenue dans } m_{a1}$$

$$m_{a2} = \frac{m_{v2}}{H_{a2} + 1} = \text{Masse de l'air sec contenue dans } m_{a2}$$

$$m_{am} = \frac{m_{v1}}{H_{a1} + 1} + \frac{m_{v2}}{H_{a2} + 1} = \text{masse de l'air contenue dans le mélange des deux airs}$$

humides.

L'humidité absolue du mélange des deux airs humides vérifie l'expression suivante :

$$H_{am} = \frac{m_{a1}h_{a1}(1+h_{a2}) + m_{a2}h_{a2}(1+h_{a1})}{m_{a1}(1+h_{a2}) + m_{a2}(1+h_{a1})} \quad \text{B.12}$$

La fraction massique  $c_{vm}$  de vapeur d'eau contenue dans ce mélange s'écrit :

$$c_{vm} = \frac{H_{am}}{1 + H_{am}} \quad \text{B.13}$$

Si le mélange s'effectue de façon adiabatique, son enthalpie s'écrit

$$h_{am} = \frac{m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2}{m_{am}} \quad \text{B.14}$$

où  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_m$  sont les enthalpies de  $m_{a1}$ ,  $m_{a2}$ , et  $m_{am}$  masses d'air humide et qui s'expriment en fonction des températures.

$$h_1 = 0,24T_1 + (0,46T_1 + L_v).H_{a1}$$

$$h_2 = 0,24T_2 + (0,46T_2 + L_v).H_{a2}$$

$$h_m = 0,24T_m + (0,46T_m + L_v).H_{am}$$

soit

$$h_m = \frac{m_{a1}(0,24T_1 + (0,46T_1 + L_v).H_{a1}) - m_{a2}(0,24T_2 + (0,46T_2 + L_v).H_{a2})}{m_{a1} + m_{a2}} \quad \text{B.15}$$

$L_v$  : Chaleur latente d'évaporation (597 J.Kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)

$T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_m$  étant exprimés en °C.

De cette relation, on déduit

$$T_m = \frac{h_m - 597H_{am}}{0.24 + 0.46H_{am}} \quad \text{B.16}$$

En remplaçant ( $h_m$ ) par sa valeur tirée dans B.15, vient que :

$$T_m = \frac{T_1(0.24 + 0.46h_{a1})m_{a1} + T_2(0.24 + 0.46h_{a2})m_{a2}}{m_{a1}(0.24 + 0.46h_{a1}) + m_{a2}(0.24 + 0.47h_{a2})} \quad \text{B.17}$$

## Annexe C

### Facteur de forme géométrique

**Entre deux éléments de surface.** Par définition, le facteur de forme géométrique  $F_{1 \rightarrow 2}$  entre les surfaces  $S_1$  et  $S_2$  vérifie la relation suivante :

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi} \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} ds_1 . ds_2 \quad \text{C.1}$$

avec

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = S_2 F_{2 \rightarrow 1} \quad \text{C.2}$$

#### Entre deux bandes rectangulaires

##### A) Deux plans rectangulaires ayant un côté commun :

En utilisant la notation reportée sur la figure, la distance  $r$  entre deux éléments de surface de ces plans vérifie:

$$r^2 = (w - y)^2 + x^2 + z^2$$

$$\cos \theta_1 = \frac{x}{y}$$

$$\cos \theta_2 = \frac{z}{y}$$

En portant ces relations dans C.1, on a alors :

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi} \int_{y=0}^l \int_{z=0}^{w_1} \int_{x=0}^l \int_{x=0}^{w_2} \frac{zx}{r^4} dx dz dy \quad \text{C.3}$$

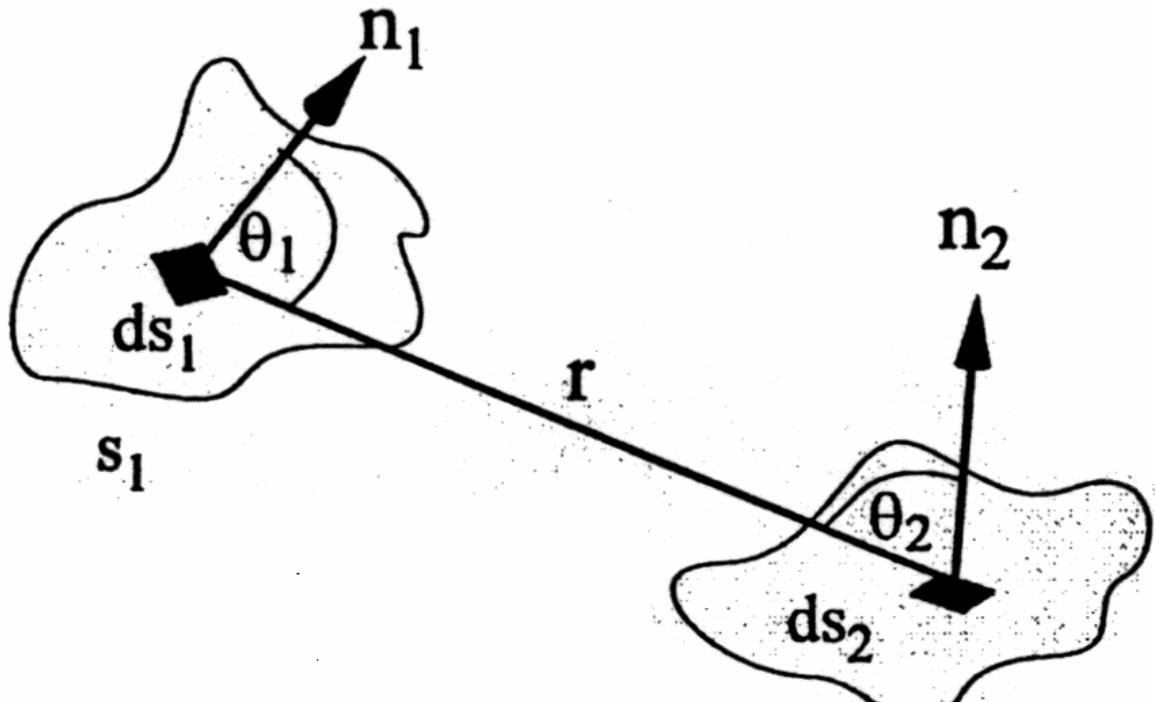


Figure.C.1 : Facteur de forme entre un élément de surface  $ds_1$  et  $ds_2$ .

L'intégration de cette expression conduit au facteur de forme  $F_{1 \rightarrow 2}$  :

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi B} [L - M - N] \quad \text{C.4}$$

avec

$$L = \frac{1}{4} \ln \left\{ \left[ \frac{(1+B^2)(1+C^2)}{1+B^2+C^2} \right] \left[ \frac{B^2(1+B^2+C^2)}{(1+B^2)(B^2+C^2)} \right]^{B^2} \left[ \frac{C^2(1+B^2+C^2)}{(1+C^2)(B^2+C^2)} \right]^{C^2} \right\}$$

$$M = \left[ B \cdot \tan^{-1} \frac{1}{B} + C \cdot \tan^{-1} \frac{1}{C} \right]$$

$$N = \left[ \sqrt{B^2 + C^2} \cdot \tan^{-1} \left( \frac{1}{B^2 + C^2} \right) \right]$$

$$B = \frac{W_2}{l}, \quad C = \frac{W_1}{l}$$

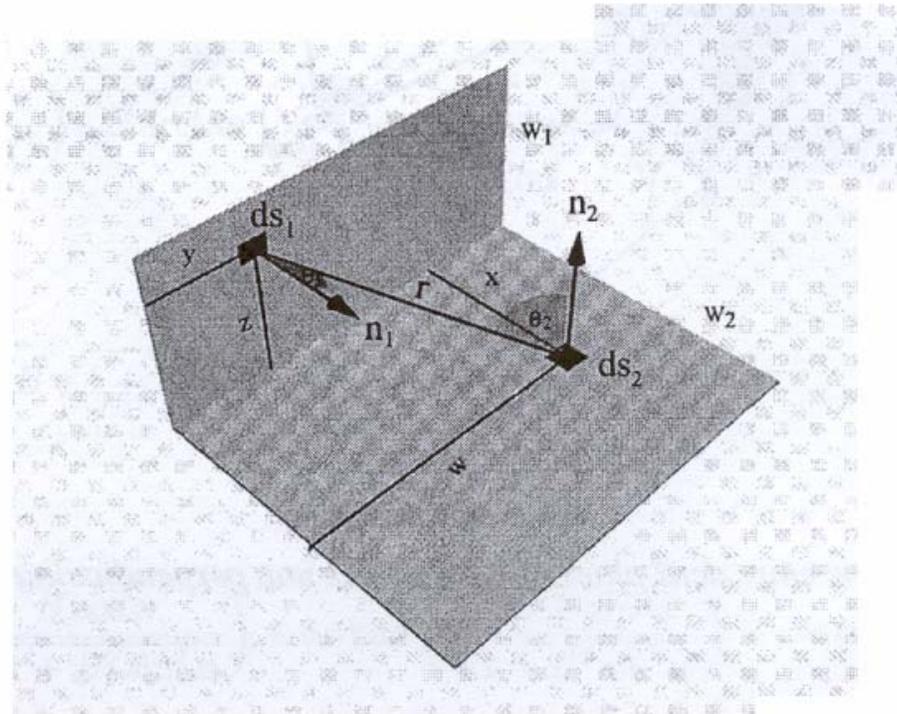


Figure.C.2 : Facteur de forme entre deux plans rectangulaire ayant un coté commun

**b) Deux plans rectangulaires non perpendiculaires ayant un coté commun**

$$r^2 = a^2 + z^2$$

$$a^2 = (w - y)^2 + (x + h)^2$$

$$z = g \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$h = g \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$r^2 = (w - y)^2 + \left(x + g \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2 + \left(g^2 \cos^2\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)$$

où  $r$  = distance entre les deux éléments de deux plans perpendiculaires ayant un coté commun.

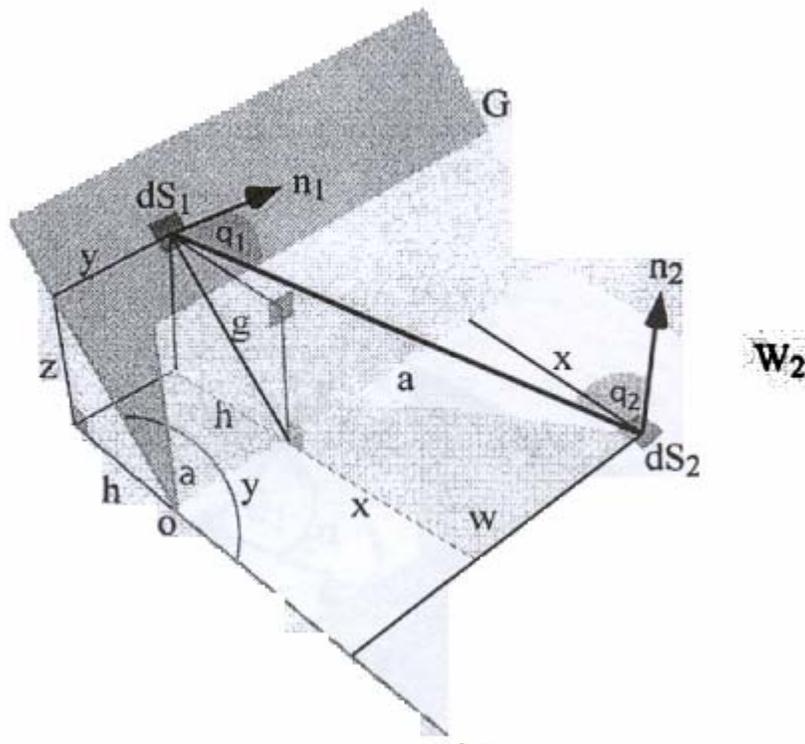


Figure.C.3 : Facteur de forme entre deux plans rectangulaire non perpendiculaire ayant un coté commun

$$\cos \theta_1 = \frac{x \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{r}$$

$$\cos \theta_2 = \frac{z}{r}$$

En remplaçant dans l'équation C.1,  $r^2$ ,  $\cos\theta_1$  et  $\cos\theta_2$  par leurs expressions définies ci-dessus, on obtient :

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi} \int_{y=0}^l \int_{z=0}^{G \cos \alpha} \int_{w=0}^l \int_{x=0}^{w_2} \frac{gx \cos(\alpha - \frac{\pi}{2})^2}{r^4} dx.dw.dg.dy \quad C.5$$

Cette relation s'intègre analytiquement et conduit à l'expression:

$$F_{1 \rightarrow 2}(\pi C) = \frac{\sin 2\alpha}{4} [L + M + N + O] \quad C.6$$

avec :

$$L = B.C \sin \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)(B^2 + C^2) + C^2 \cdot \arctan\left(\frac{B - C \cos \alpha}{C \cdot \sin \alpha}\right) + B^2 \arctan\left(\frac{C - B \cos \alpha}{B \cdot \sin \alpha}\right) \quad C.7$$

$$M = \frac{\sin^2 \alpha}{4} \cdot \left\{ \left(\frac{2}{\sin^2 \alpha} - 1\right) \ln \left[ \frac{(1 + B^2)(1 + C^2)}{1 + D} \right] + C^2 \ln \left[ \frac{C^2(1 + D)}{(1 + C^2)D} \right] + B^2 \ln \left[ \frac{B^2(1 + B^2)^{\cos 2\alpha}}{(1 + Z^{\cos 2\alpha})D} \right] \right\} \quad C.8$$

$$N = C \arctan\left(\frac{1}{C}\right) \cdot B \cdot \arctan\left(\frac{1}{B}\right) - \sqrt{D} \cdot \arctan\left(\frac{1}{\sqrt{D}}\right). \quad C.9$$

$$O = \frac{\sin \alpha \sin 2\alpha}{2} B \sqrt{1 + B^2 \sin^2 \alpha} \cdot [P.Q] \quad C.10$$

$$P = \arctan\left(\frac{B \cos \alpha}{\sqrt{1 + B^2 \sin^2 \alpha}}\right) + \arctan\left(\frac{C - B \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 + B^2 \sin^2 \alpha}}\right) + \cos \alpha \quad C.11$$

$$Q = \int_0^c \sqrt{1 + \eta^2 \sin^2 \alpha} \left[ \arctan \left( \frac{B - \eta \cos \alpha}{\sqrt{1 + \eta^2 \sin^2 \alpha}} \right) + \arctan \left( \frac{\eta \cos \alpha}{\sqrt{1 + \eta^2 \sin^2 \alpha}} \right) \right] d\eta \quad \text{C.12}$$

$$B = \frac{W_2}{l}$$

$$C = \frac{G}{l}$$

$$D = B^2 + C^2 - 2B.C \cos \alpha$$

$$S_1 = S_{1a} + S_{1b}$$

$$F_{2 \rightarrow 1a} = F_{2 \rightarrow 1} - F_{2 \rightarrow 1b} \quad \text{C.13}$$

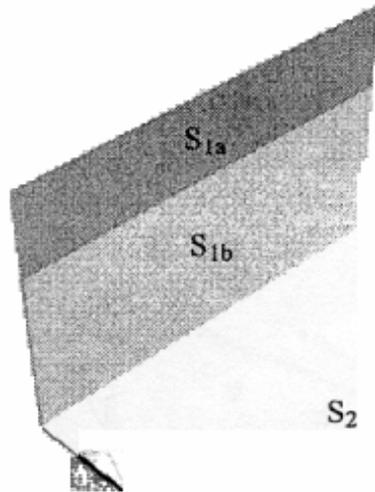


Figure.C.4 : Facteur de forme entre un élément de surface  $dS_{a1}$  et  $dS_2$

### C) Deux plans identiques ayant un côté commun

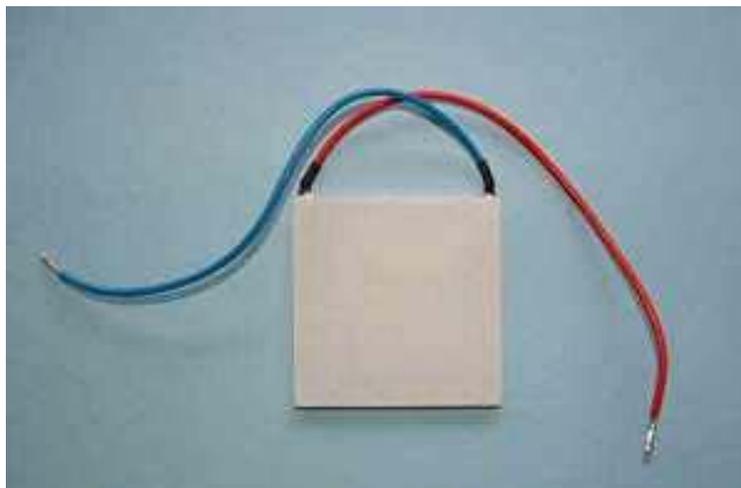
$$F_{A1 \rightarrow A2} = F_{A2 \rightarrow A1} = 1 - \sin \frac{\theta}{2} \quad \text{C.14}$$

En désignant par  $F_{21}$  le facteur de forme entre les surfaces d'indice 1 et 2 et en appliquant la relation de réciprocité  $S_1 F_{1 \rightarrow 2} = S_2 F_{2 \rightarrow 1}$ , l'expression C.1 permet de déterminer l'ensemble des coefficients de transferts de chaleur par rayonnement au sein d'une enceinte parallélépipédique telle la toiture.

## Annexe D Module Peltier

### D.1 Description

Modules thermo électriques: refroidissement et chauffage avec du courant électrique, sans parties mobiles. Très petit comparé à un système compresseur extrêmement petit, absolument sans bruit et sans maintenance. Quand il est alimenté, l'autre côté devient chaud, et l'autre devient plus froid, le module 'pompe' la chaleur. Une inversion de polarité inverse le sens de l'échange de température. L'important c'est la différence entre les deux côtés. Habituellement un côté est équipé d'un radiateur et/ou d'un ventilateur et se maintient à la température ambiante, l'autre côté devient plus chaude ou plus froide, en fonction de la polarité.

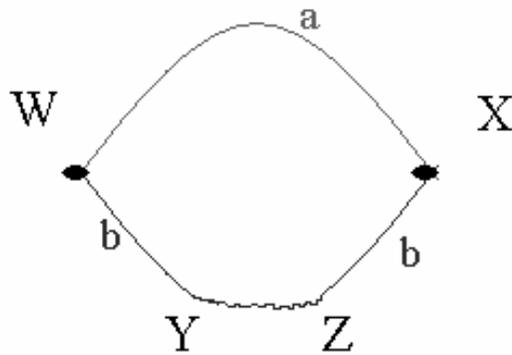


*Fig.D.1 module Peltier commercial*

L'effet Peltier (aussi appelé *effet thermoélectrique*) est un phénomène physique de déplacement de chaleur en présence d'un courant électrique. L'effet se produit dans des matériaux conducteurs de natures différentes liés par des jonctions (contacts). L'une des jonctions se refroidit alors légèrement, pendant que l'autre se réchauffe. Cet effet a été découvert en 1834 par le physicien Jean-Charles Peltier

## D.2 Définition

Deux matériaux conducteurs de natures différentes a et b sont reliés par deux jonctions en X et W. Dans le cas de l'effet Peltier, un courant électrique I est imposé au circuit, en plaçant par exemple une source de courant électrique entre Y et Z, ce qui entraîne une libération de chaleur Q à une jonction et une absorption de chaleur à l'autre jonction. Le coefficient Peltier relatif aux matériaux a et b  $\Pi_{ab}$  est alors défini par :



*Fig.D.2 circuit thermoélectrique de base.*

$$\Pi_{ab} = \frac{Q}{I}$$

Si un courant imposé dans le sens  $Y \rightarrow W \rightarrow X \rightarrow Z$  entraîne une libération de chaleur en X et une absorption en W, alors  $\Pi_{ab}$  est positif.

## D.3 Caractéristique du module

Les caractéristiques de fonctionnement du module Peltier sont résumées dans le tableau ci-dessous.

Module Peltier	I <sub>max</sub> (A)	V <sub>max</sub> (V)	Q <sub>max</sub> (W)	DT <sub>max</sub> (°C)	L1 (mm)	l1 (mm)	L2 (mm)	l2 (mm)	H (mm)
Type 9530/228/045	4,5	17,2	18	100	30,75	30,75	45,53	45,53	15

*Tab.D.1 : caractéristique des modules Peltier*

## Annexe E

### Diagramme bioclimatique : en climat chaud

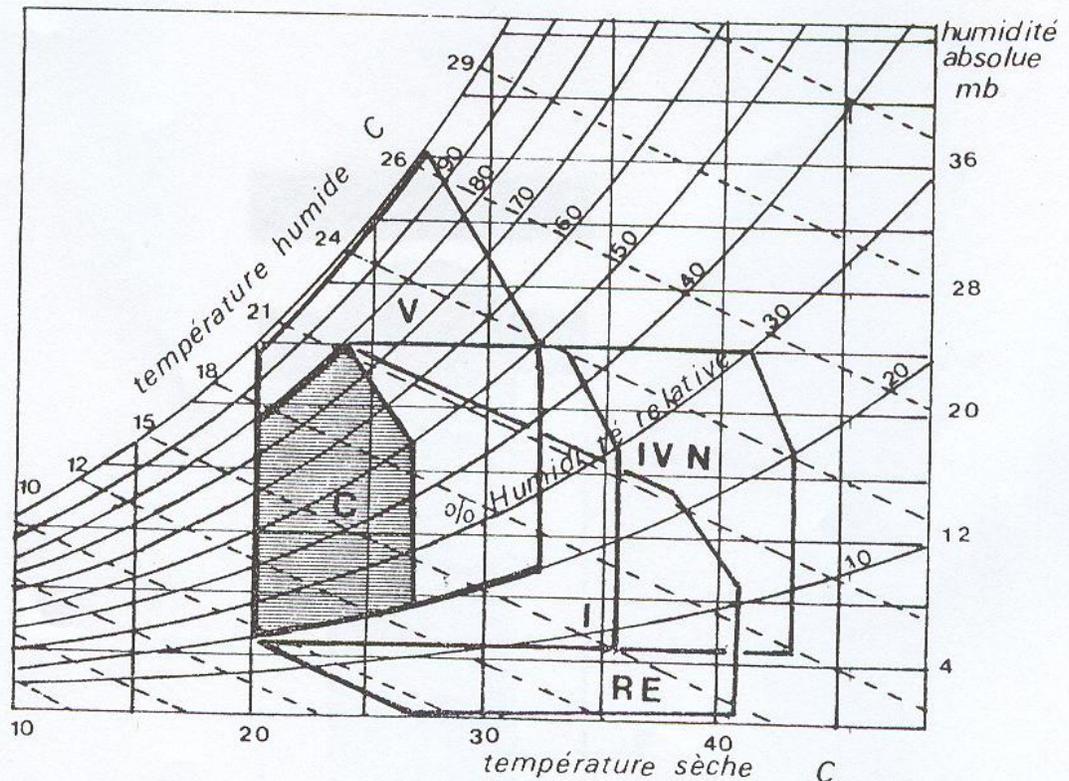


Figure.E.1 zone de climatisation active d'après B. Givoni

Pour se rapprocher vers des situations de confort, l'être humain doit agir sur des paramètres appropriés concernés par les effets dominants :

- le comportement du sujet
- action sur l'habitat

Le diagramme bioclimatique de Givoni (figure E.1) donne une synthèse des types et mode d'action à mener sur l'habitat.

La zone C ou zone de confort idéal (hachurée) s'étend en température de 20 à 27°C au maximum, mais décroît à partir de l'hygrométrie de 50% jusqu'à la température de 24°C.

C'est la mouillure à 6%, au delà de laquelle le sujet n'est plus en situation de confort idéal. Le passage de l'hygrométrie de 20% à 50% à température constante égale à 27°C correspond à la sudation de 50g/h.

Lorsque les conditions climatiques d'une région ne se situe dans cette zone C (hachurée), il convient d'envisager des dispositifs architecturaux qui diffèrent selon ces conditions climatique.

## Annexe F

### Grphe des flux solaires à Ouagadougou

Les figures F.1 et F.2 son extraits du projet séchoir solaire entre l'Université de Ouagadougou (UO) et l'Université Libre de Bruxelles (ULB), d'un extracteur solaire d'huiles essentielles, destinées à la fabrication d'antiseptique.

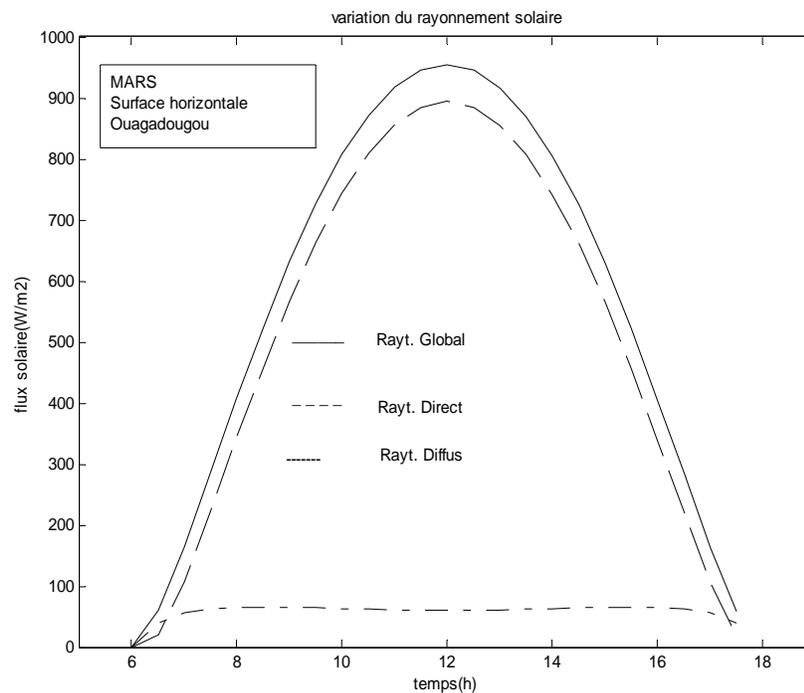


Figure.F.1 : variation du rayonnement solaire de la ville de Ouagadougou

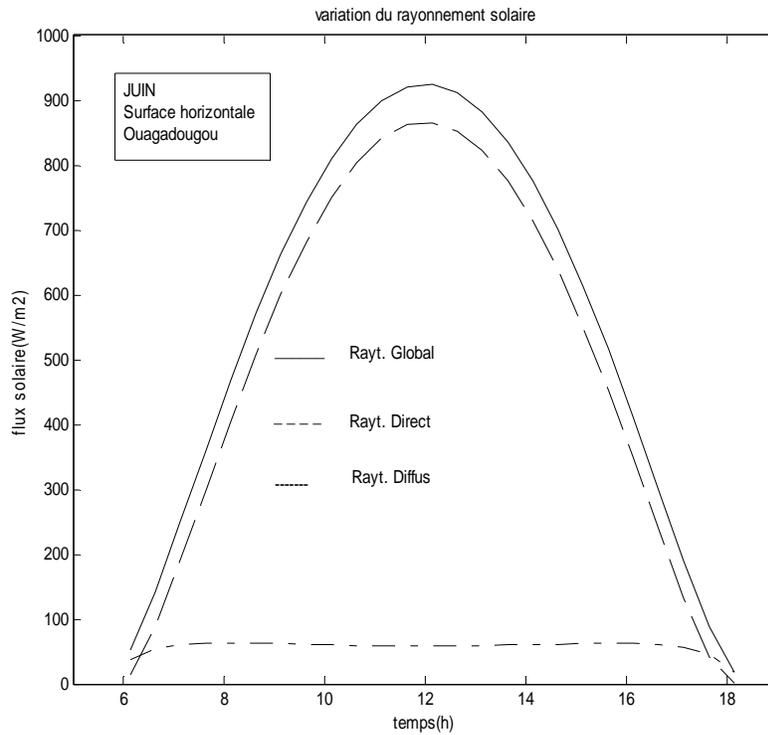


Figure.F.2 : variation du rayonnement solaire de la ville de Ouagadougou

Les courbes des figures (F.1 et F.2) montrent évolution au cours du temps du rayonnement solaire sur un plan inclinée de la ville Ouagadougou. Entre les mois de mars et juin, période la plus chaude de l'année, le rayonnement solaire est compris entre  $500 \text{ W.m}^2$  et environ  $1000 \text{ W.m}^2$  (parfois entre avril et mai). En comparant les courbes des figures F.1 et F.2 avec celle que nous avons obtenue par nos calculs figure.4.8 (Ch.4), (inclinaison de  $55^\circ$  de la toiture bioclimatique) on constate que le rayonnement global est similaire. En effet, nous avons un maximum qui se situe entre 11h et 14h, avec une densité de flux solaire comprise entre  $500 \text{ W.m}^2$  à  $900 \text{ W.m}^2$  sur une surface inclinée.

# Annexe G

Nous présentons une partie des résultats des 12 journées types du fonctionnement de notre toiture bioclimatique.

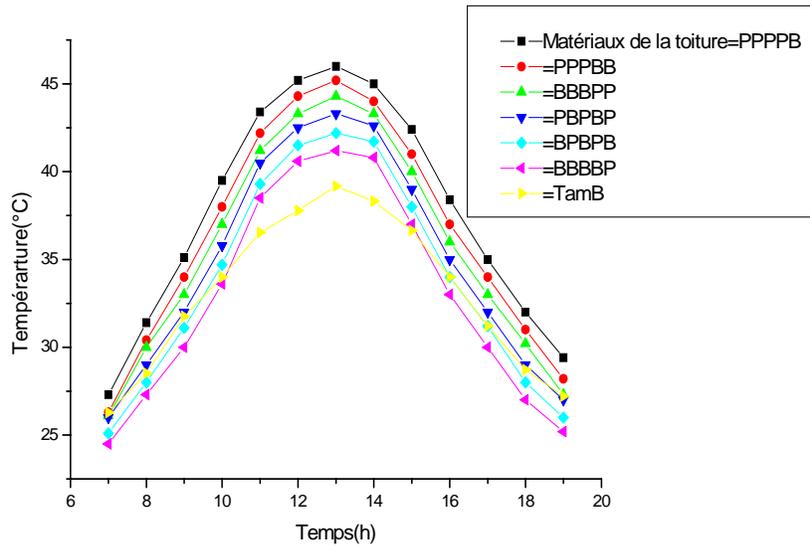


Fig.G.1 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Juillet.

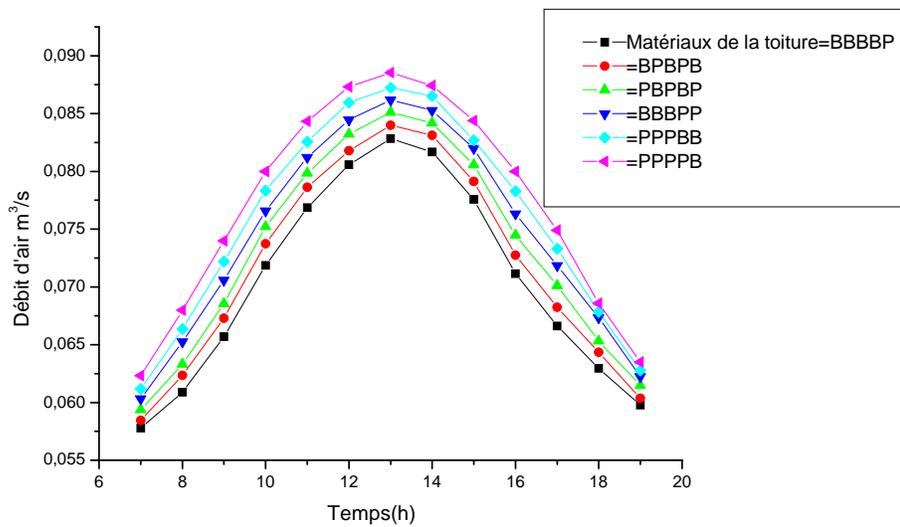


Fig.G.2 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Juillet.

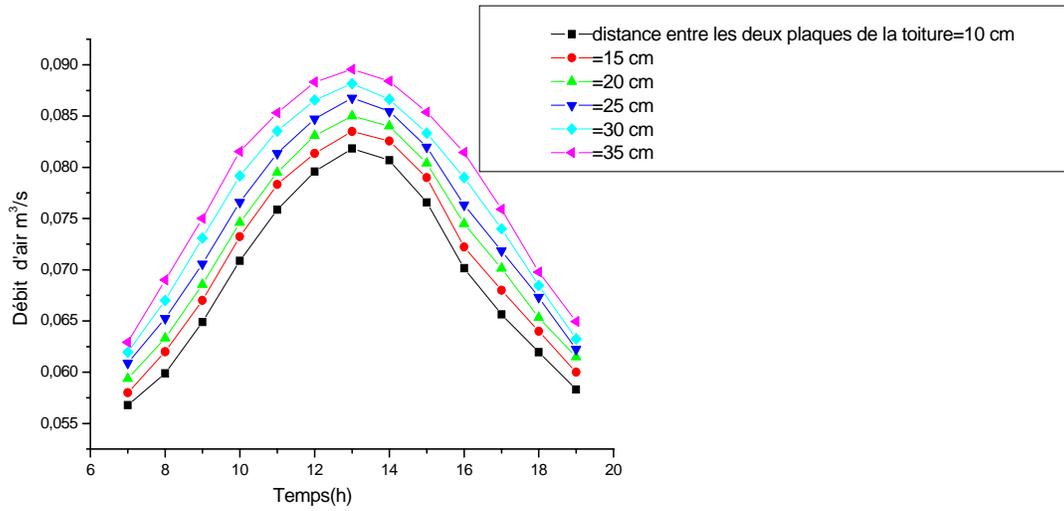


Fig. G.3: Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Juillet.

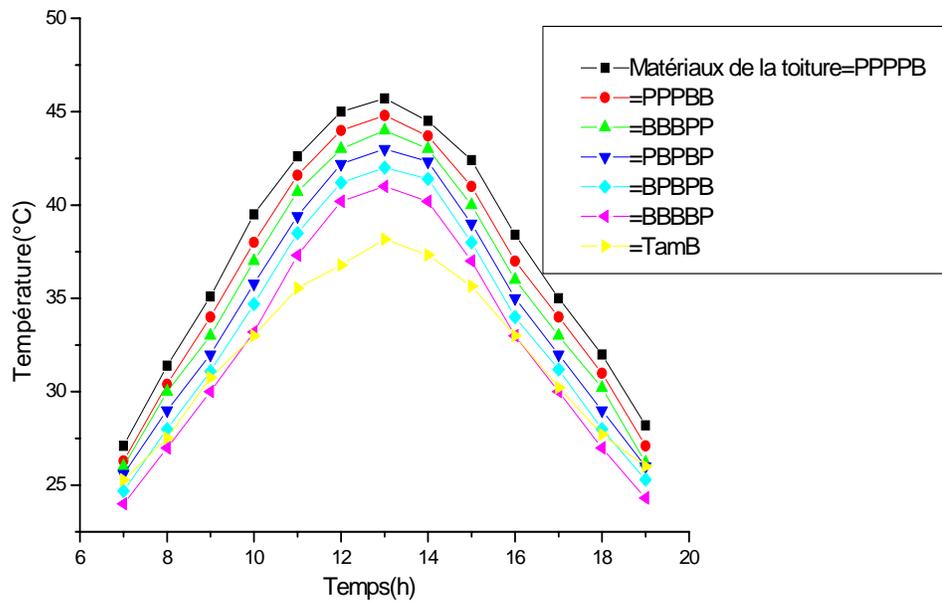


Fig. G.4 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois d'Août.

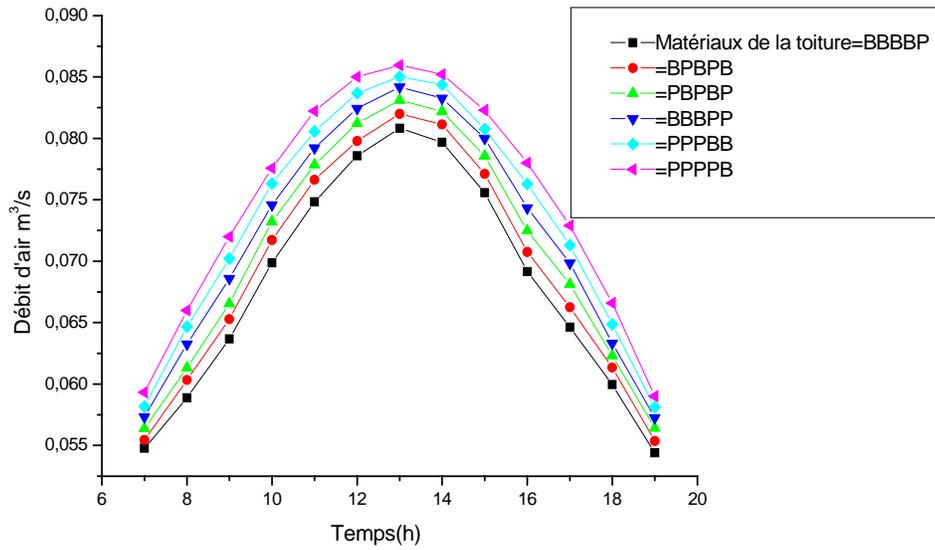


Fig.G.5 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Août.

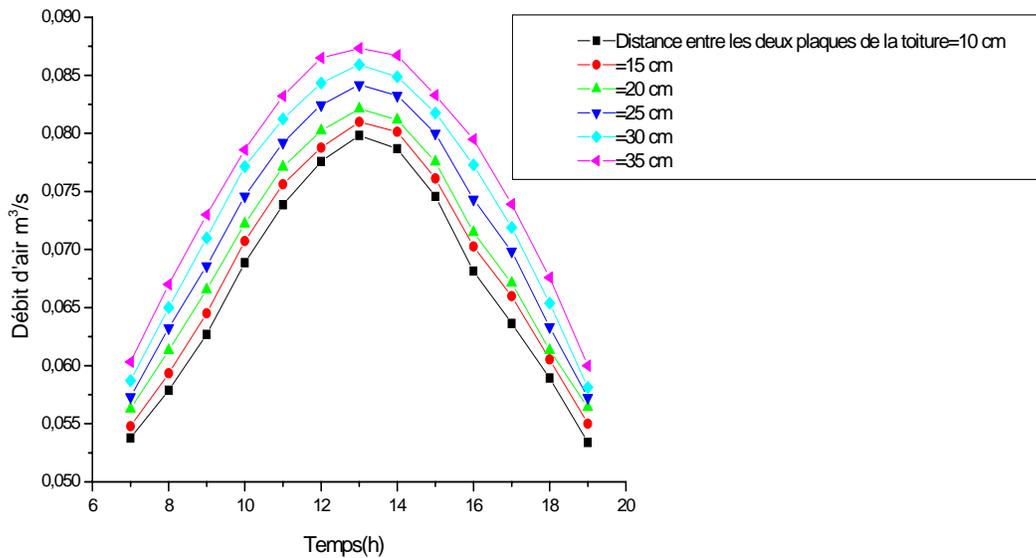


Fig. G.6 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Août.

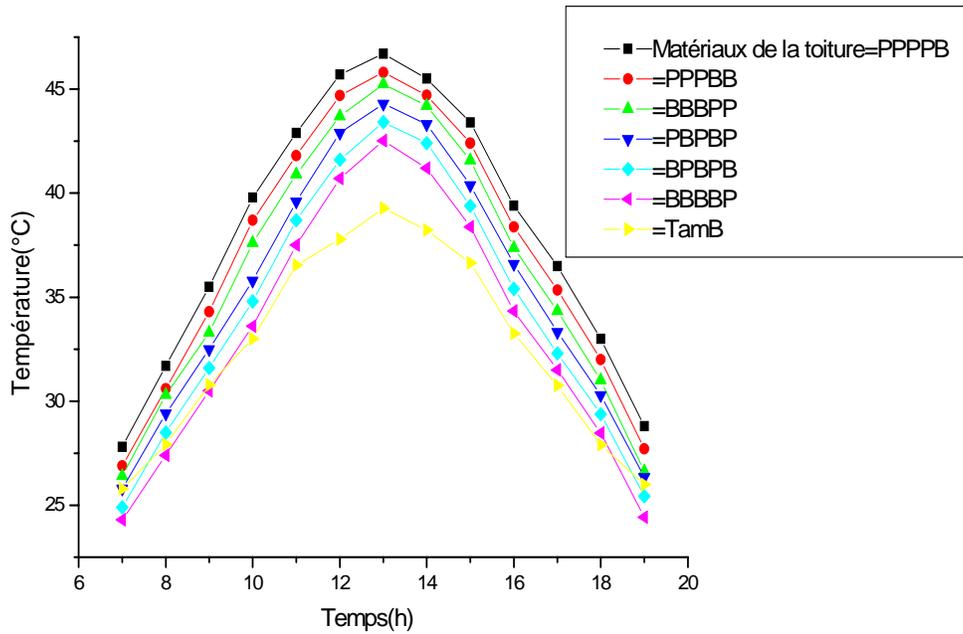


Fig. G.7 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Septembre.

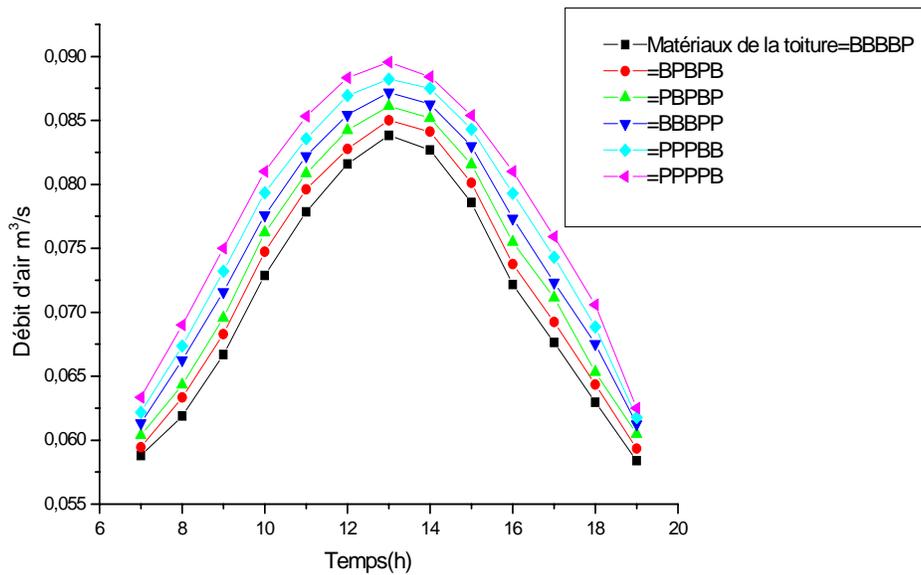


Fig. G.8 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Septembre.

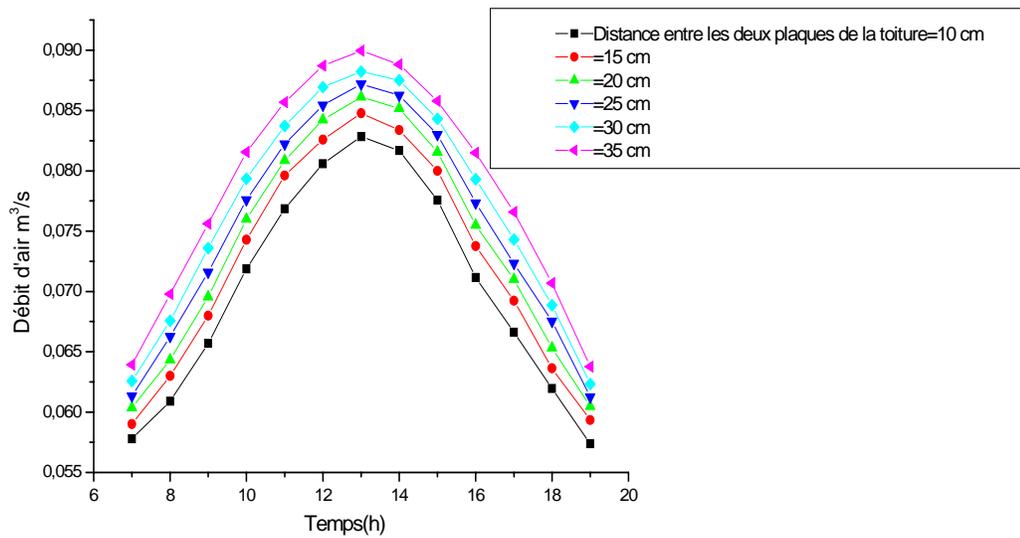


Fig.G.9 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Septembre.

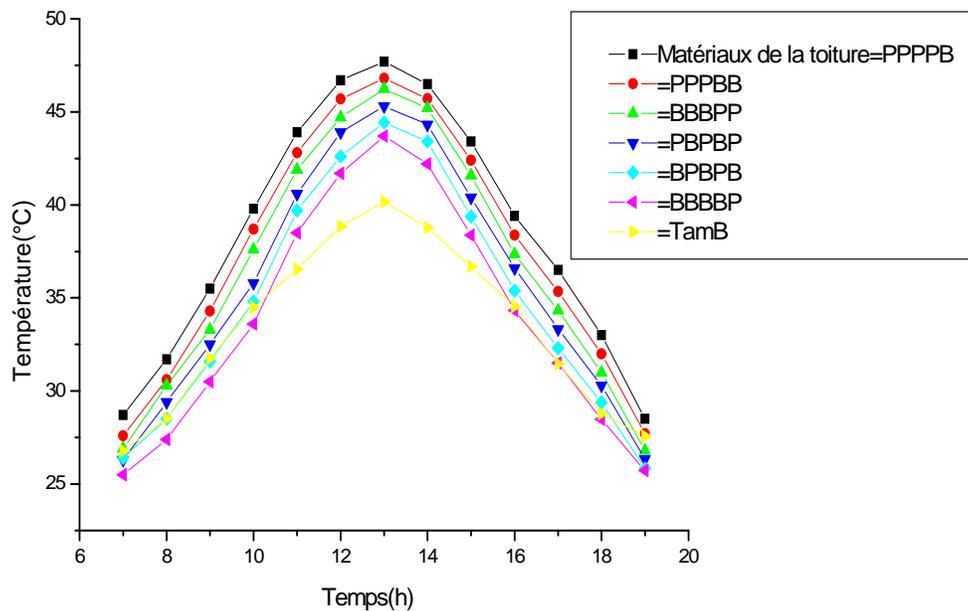


Fig.G.10 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois d'Octobre.

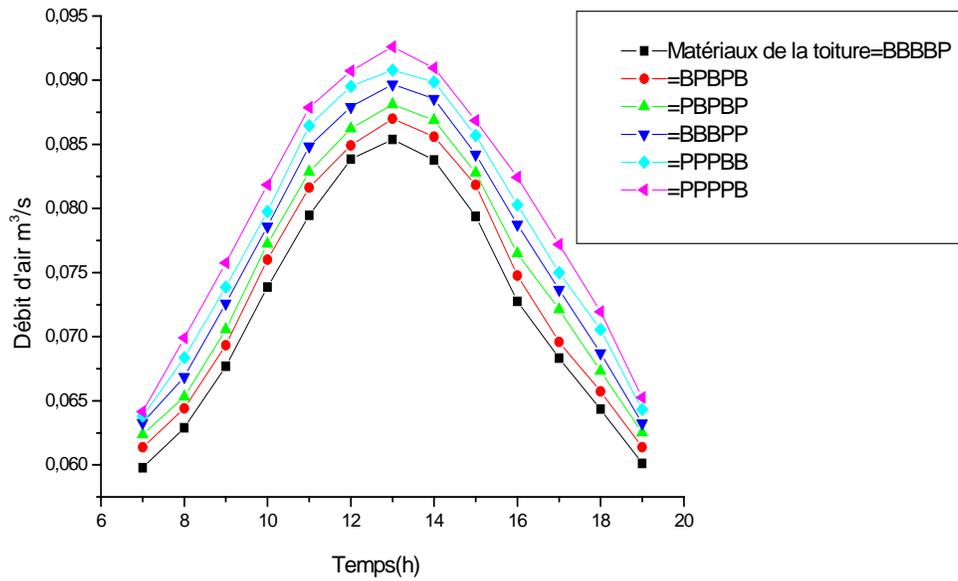


Fig.G.11 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Octobre.

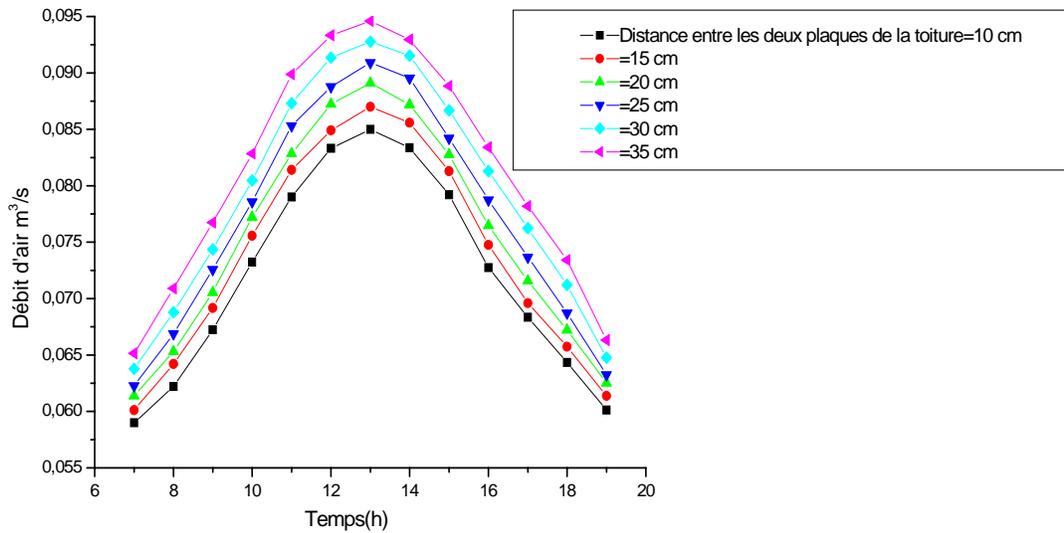


Fig. G.12 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois d'Octobre.

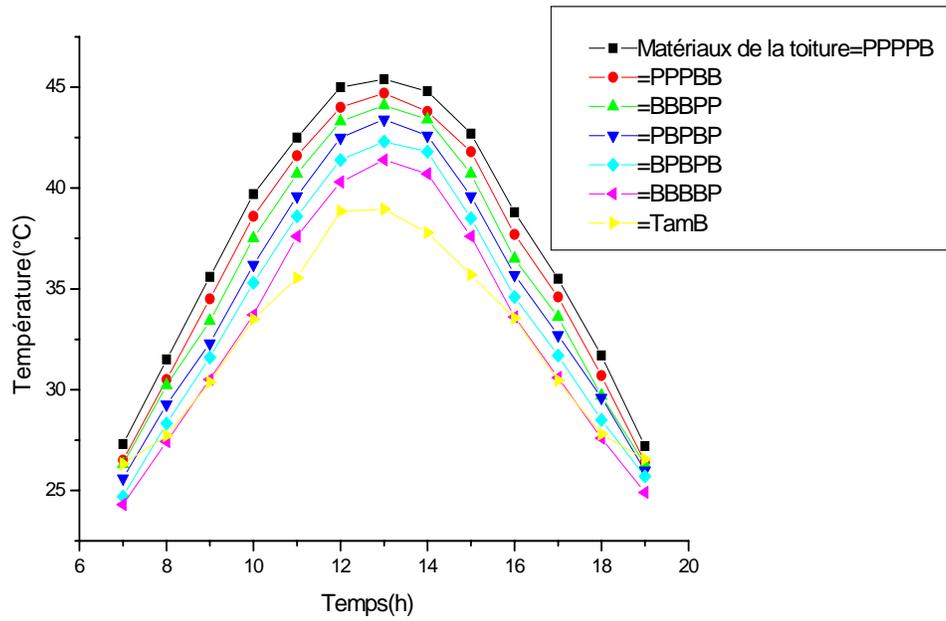


Fig. G.13 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Novembre.

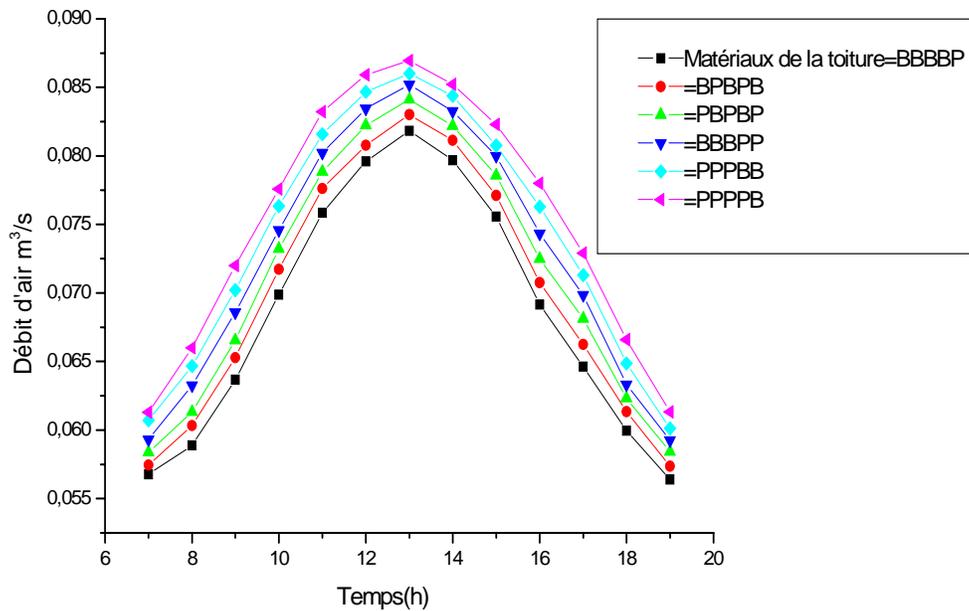


Fig.G.14 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Novembre.

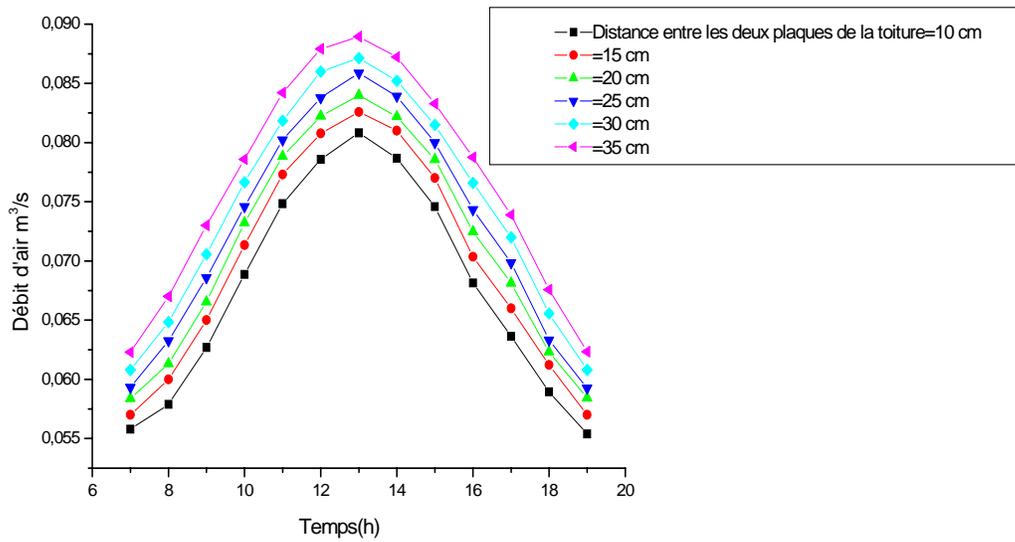


Fig. G.15 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Novembre

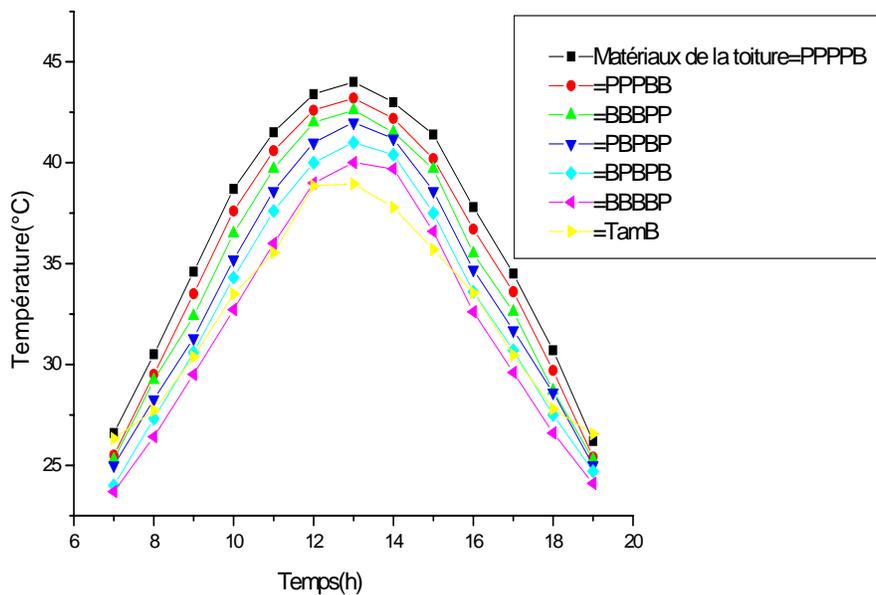


Fig. G.16 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Décembre.

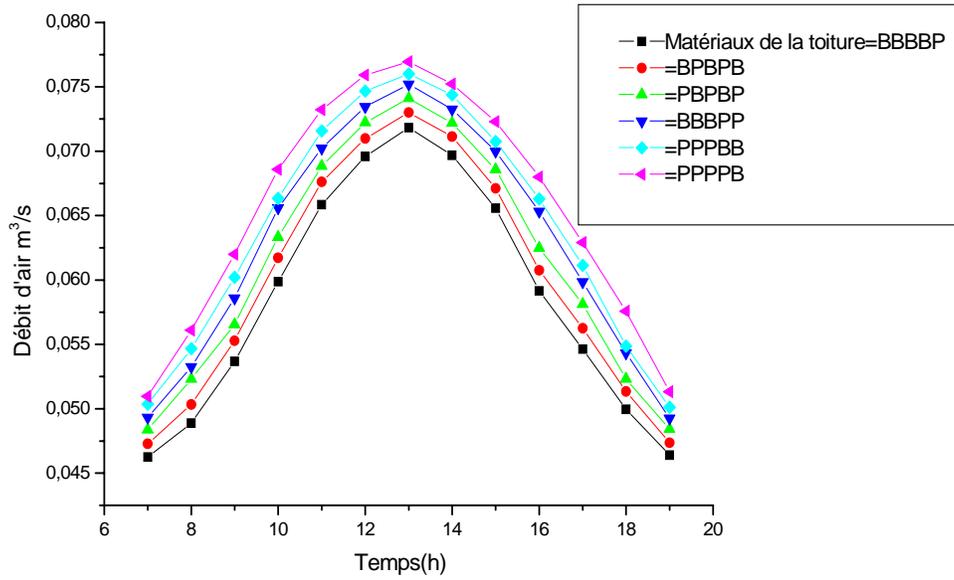


Fig.G.17 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Décembre.

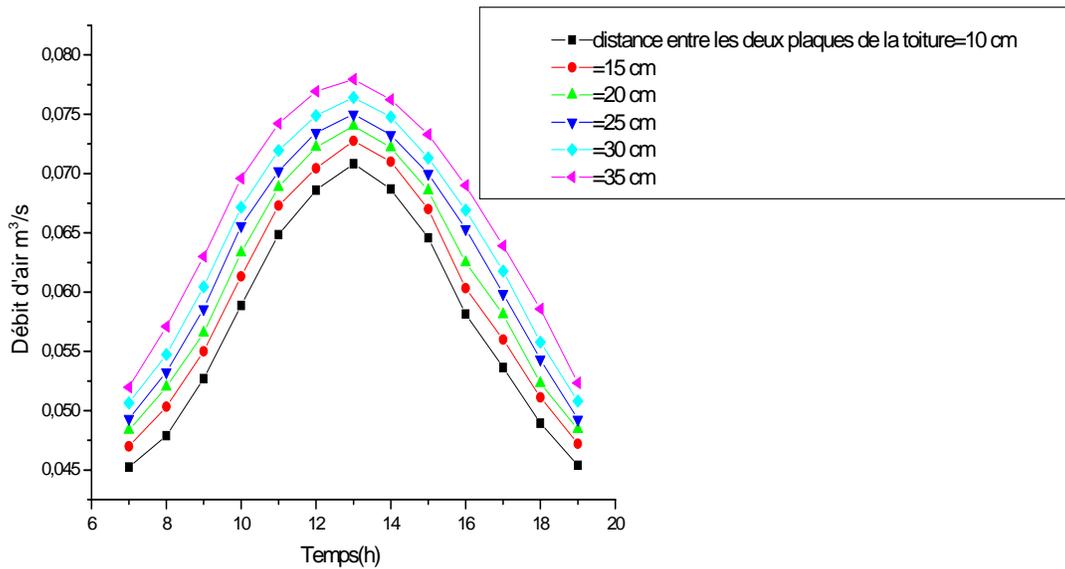


Fig. G.18 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Décembre.

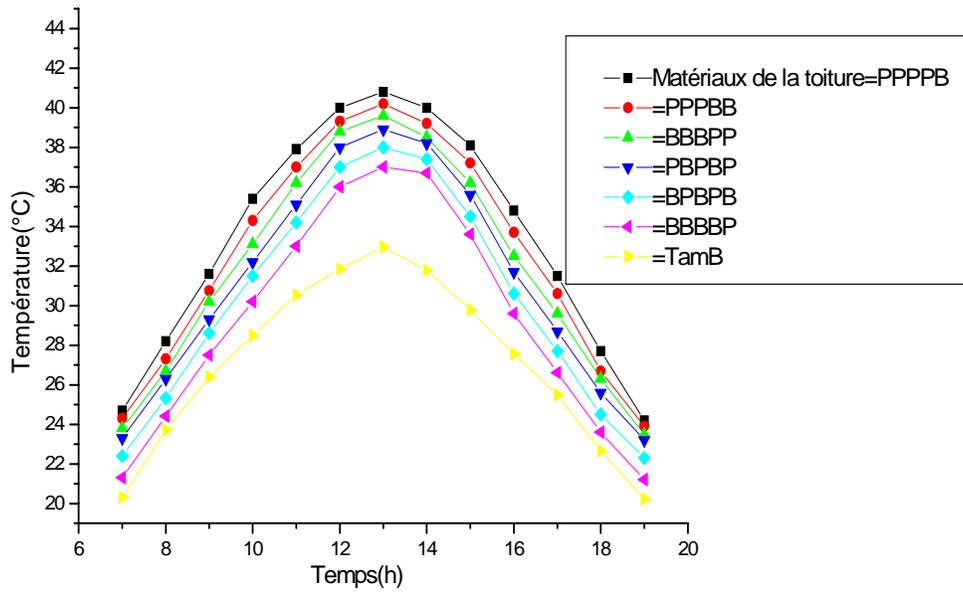


Fig. G.19 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Janvier.

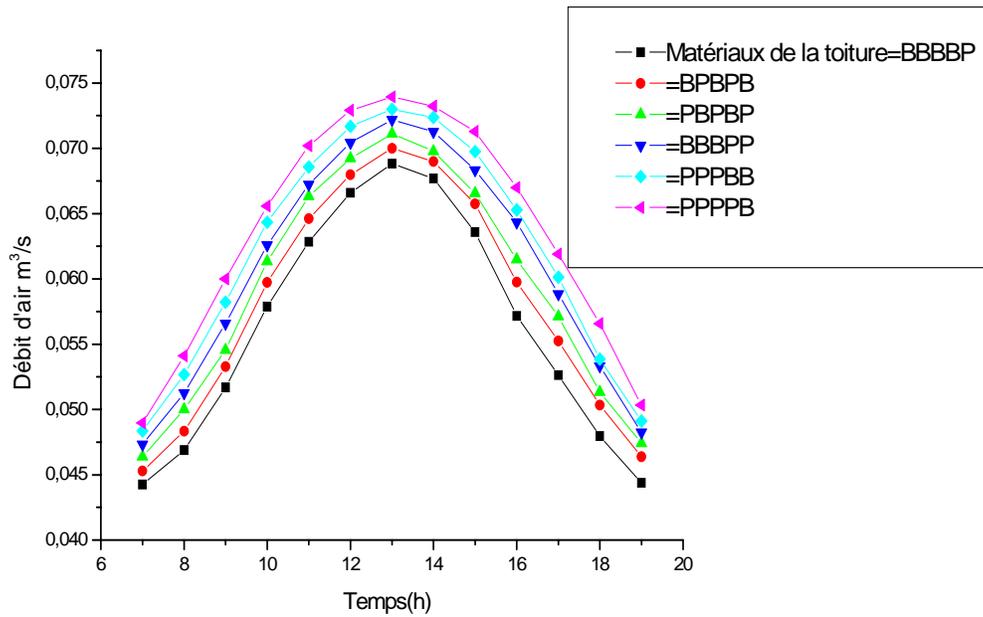


Fig.G.20 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Janvier.

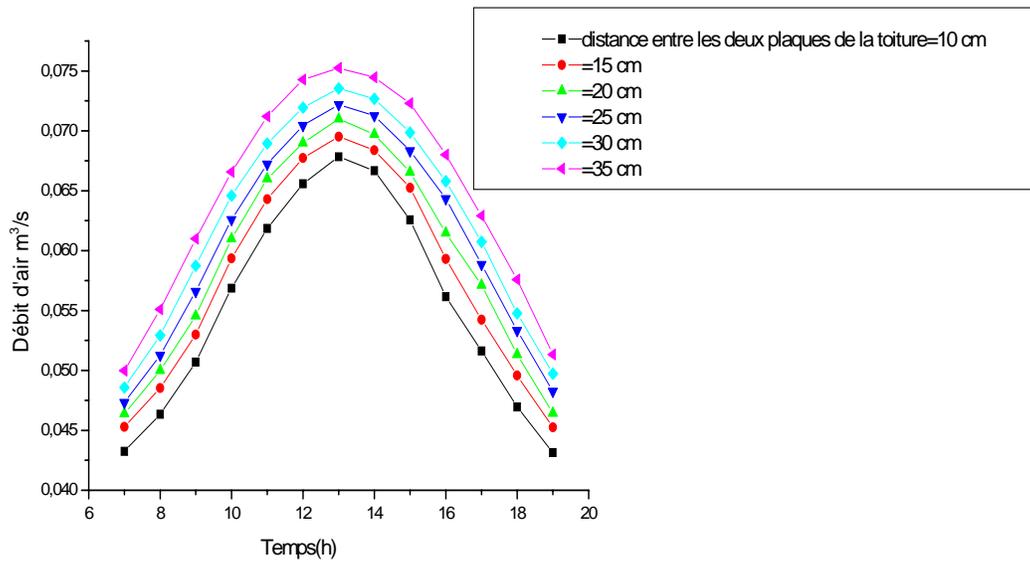


Fig. G.21 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Janvier.

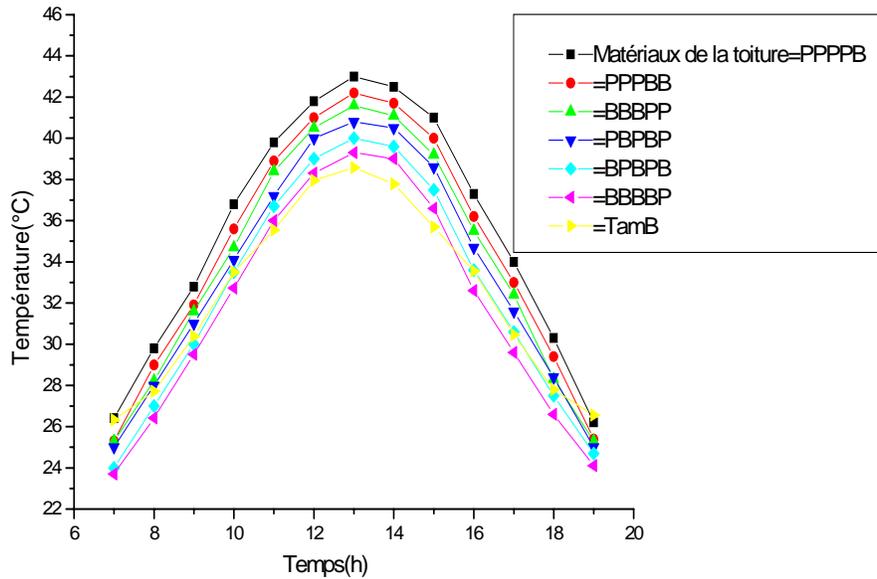


Fig. G.22 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps des températures de l'air dans la toiture de la journée type du mois de Février.

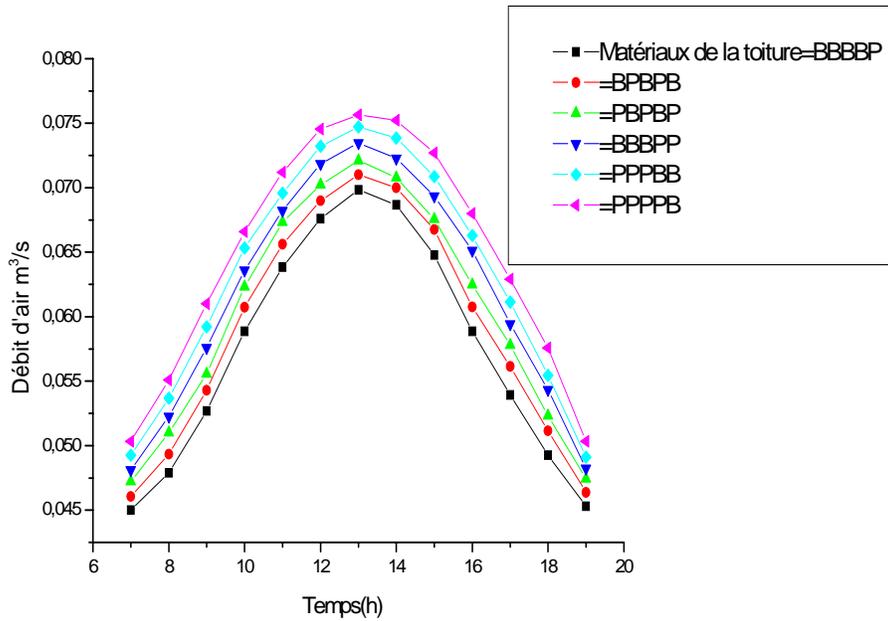


Fig. G.23 : Influence des matériaux de la toiture au cours du temps sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Février.

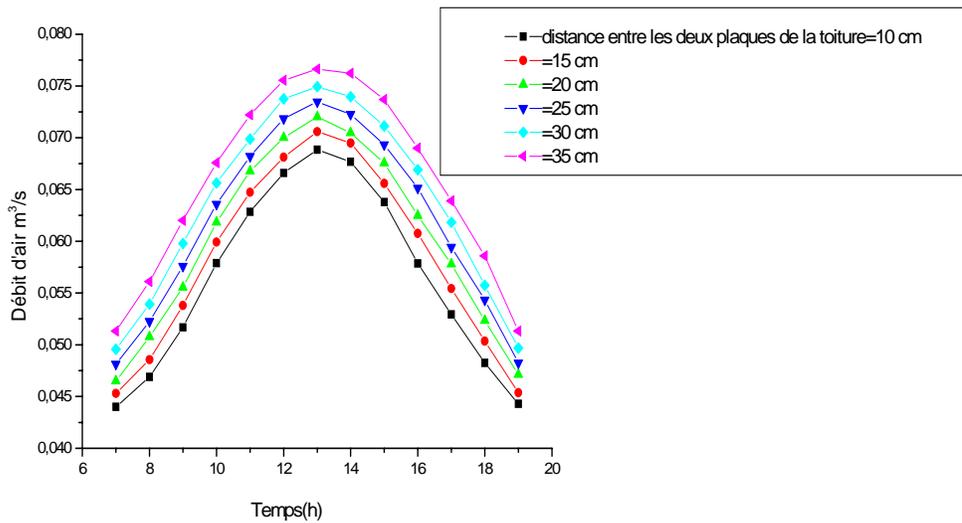


Fig. G.24 : Influence au cours du temps de la distance entre les deux plaques constituant la toiture sur le débit d'air volumique circulant dans la toiture de la journée type du mois de Février.

## Résumé

Ce travail est consacré à une étude numérique de la climatisation passive dans un habitat bioclimatique adapté au climat tropical sec du Burkina Faso. La toiture est conçue pour qu'une ventilation naturelle soit créée dans l'habitat. Les équations qui régissent les transferts dans la toiture et l'habitat sont déduites par l'analogie avec les transferts électriques. Ces équations sont résolues par la méthode des différences finies et la méthode « Diabolo Sablier ». Leur résolution nécessite une procédure itérative parce que les coefficients de transfert de chaleur entre les différents milieux dans ce modèle d'habitat sont fonctions de leurs températures qui sont alors des inconnues. Nous avons analysé l'influence de l'orientation de la toiture, de son inclinaison par rapport à l'horizontale, de la nature des matériaux, de la hauteur de la cheminée sur la température de l'air dans l'habitat et le débit d'air qui circule par convection naturelle dans la toiture. Les résultats des simulations des transferts dans un habitat équipé d'une toiture bioclimatique qui sont présentés, montrent que la température à l'intérieure de l'habitat est certes, réduite par rapport à la température externe mais n'atteint pas celle recommandée par les normes du confort thermique. Aussi nous utilisons des modules Peltier pour abaisser la température de l'air à l'entrée de l'habitat et accroître ainsi la ventilation naturelle engendrée par la toiture. Les modules Peltier sont alimentés par un système photovoltaïque qui peut en outre avoir d'autres applications socio-économiques. Ce modèle présente l'avantage de profiter de la relation triangulaire : climat-habitat-occupants, tout en respectant l'environnement et en minimisant l'impact écologique.

## Abstract

This work is devoted to numerical study of passive cooling passive cooling in a bioclimatic habitat adapted to the hot and dry tropical climates of Burkina Faso. The roof is designed to provide natural ventilation inside the habitat. The equations which govern the transfers in the roof and habitat are deduced by analogy between the laws of thermal transfer and those electric transfers. An iterative procedure is necessary because the coefficients of heat transfers by convection and radiations are a function of the temperatures of the various mediums which are unknown. These equations are solved by using an implicit numerical method and "Diabolo Sablier" algorithm. We have analyzed the roof orientation, of its tilt angle, of the nature of the materials, height of the chimney on air temperature inside habitat and the flow of air by natural convection inside the roof. The results of the simulations of transfers inside a habitat with bioclimatic roof presented here show that the temperature inside habitat is certainly reduced compared with outside temperature but does not reach the one recommended by thermal comfort. We therefore use Peltier modules to bring down air temperature at the entrance of the habitat and to increase natural ventilation generated by the roof. Modules Peltier are supplied by a photovoltaic system which can also have other socio-economic applications. The advantage of this model is that it capitalizes on the triangular relation climate-habitat-occupants while respecting the environment and minimizing the ecological impact.