



HAL
open science

Enveloppe hybride pour bâtiment à haute performance énergétique

Xavier Faure

► **To cite this version:**

Xavier Faure. Enveloppe hybride pour bâtiment à haute performance énergétique. Energie électrique. Université Joseph-Fourier - Grenoble I, 2007. Français. NNT : . tel-00217686

HAL Id: tel-00217686

<https://theses.hal.science/tel-00217686>

Submitted on 25 Jan 2008

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE JOSEPH FOURIER

Discipline : *Mécanique Energétique*

Option : *Energétique Physique*

Soutenue publiquement par

Xavier Faure

Le 16 Novembre 2007

OPTIMISATION D'ENVELOPPE HYBRIDE
POUR BATIMENT À HAUTE PERFORMANCE
ENERGETIQUE

Composition du jury :

Etienne Wurtz, Directeur de Recherche CNRS-INES
Bruno Peuportier, Chargé de Recherche, HDR, CNRS-CEP
Marco Filippi, Professeur de L'Institut Polytechnique de Turin
Daniel Quenard, Ingénieur CSTB
Patrick Pierson, Professeur de l'UJF, Grenoble
Florence Jousselein, Maître de Conférences, UJF, Grenoble

Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Dir. de thèse
Dir. de thèse

Samira Kherrouf, Ingénieur ADEME

Invitée

Résumé

Ce travail s'inscrit dans la thématique des enveloppes de bâtiment à haute performance énergétique. Un nouveau concept d'enveloppe hybride est proposé : en hiver, le chauffage est assuré par des capteurs solaires thermiques à air associés à des panneaux d'inertie (avec matériaux à changement de phase). Une circulation d'air, dans des cavités au sein de l'enveloppe, transporte l'énergie des capteurs jusqu'au stockage ; en été, les surplus de chaleur sont absorbés dans les panneaux d'inertie puis évacués la nuit par une sur-ventilation des cavités d'air en boucle ouverte. Un modèle analytique global a été développé dans l'environnement TRNSys. Une cellule expérimentale à l'échelle 1:1 (volume intérieur de 40m³), instrumentée, permet d'étudier la physique de l'enveloppe, et de valider le modèle en convection naturelle et forcée. La validation d'un modèle de transition de phase fait l'objet d'essais spécifiques. L'influence de la convection naturelle en phase liquide, ainsi que la variabilité des caractéristiques de transition de phase suivant les dynamiques des sollicitations sont mises en évidence. Les paramètres influents sont identifiés à l'aide d'une méthode d'analyse de sensibilité globale (FAST). Des études paramétriques montrent l'intérêt du système proposé : des réductions de 30% à 50% sont obtenues sur les consommations de chauffage, le nombre d'heures de surchauffe est nettement réduit, voir annulé. A consommations équivalentes, les épaisseurs des panneaux d'inertie sont de 1cm pour un stockage par chaleur latente, contre 5 à 8cm selon les climats pour un stockage par chaleur sensible.

Mots clés : *bâtiment, enveloppe ventilée, matériaux à changement de phase, modélisation thermique, pilote expérimental, énergie solaire.*

ABSTRACT

This work lies within the framework of low energy consumption building envelope. A new concept of hybrid envelope is proposed: in winter, space heating is ensured by thermal solar air collectors associated with inertial panels (containing phase change materials). The air flows into cavities located all around the envelope, and brings the collected energy to the inertial panels. In summer, overheat absorbed by inertial panels is discharged at night with an over-ventilation through the cavities, in an open loop configuration. A global analytical model was developed in the TRNSys environment. An instrumented experiment is realized in real size test cell (40m³) to study the physics of the envelope, and to validate the model in natural and forced convection. A specific rig is held for the phase change materials. The influences of the natural convection within the liquid phase are highlighted, as well as the variability of the phase transition characteristics with various boundary conditions. The most important parameters are identified using a global sensitivity analysis method (FAST). Parametric studies show the interest of such a system: reductions from 30% to 50% are obtained on heating loads; the number of overheating hours is clearly reduced and even cancelled. For equivalent loads, 1cm thickness of inertial panels is enough for latent heat storage, against 5 to 8cm for sensible heat storage, according the climate.

Key words: *building, ventilated envelop, phase change materials, thermal modelling, field scale, solar energy.*

Avant propos

Avant que vous ne vous plongiez dans la lecture de ce mémoire, il est important de remercier les gens, sans qui, tout ce travail n'aurait pas de sens, n'aurait pu être fait ou encore, et c'est peut être pire que tout, ne servirait à rien.

Il est tout d'abord nécessaire et justifié, de remercier plus que cordialement les membres du jury. Le président du jury, Pr. Marco Filippi, qu'il trouve ici l'expression des mes plus chaleureuses salutations. Je souhaite remercier Messieurs Etienne Wurtz et Bruno Peupartier pour avoir accepté de rapporter ce travail et contribué à identifier les aspects critiques qu'introduit tout travail de thèse. Je les remercie sincèrement. Mes remerciements s'adressent à Etienne Wurtz, également pour les conseils qu'il a pu me donner afin de cibler les apports des différentes composantes du projet global. Je tiens à remercier Mme Samira Kherrouf pour m'avoir fait l'honneur d'être un membre du jury et à travers elle l'ADEME qui m'a soutenu financièrement tout au long de ces trois années.

Mes remerciements s'adressent ensuite aux encadrants de ce travail. Je commencerais par M. Daniel Quenard, responsable de la division CPM du CSTB de Grenoble, qui a pu mettre à disposition toute la logistique nécessaire au lourd travail expérimental qu'a constitué une bonne partie de cette thèse. Je le remercie également pour toutes les discussions que nous avons eues durant ces trois années, sur l'avenir du bâtiment en général et de l'enveloppe en particulier. Je retiendrai beaucoup des métaphores utilisées pour expliquer les développements et axes de recherche du bâtiment. Je souhaite remercier également mes directeurs de thèse, M Patrick Pierson et Mme Florence Joussellin. Ils ont su m'encourager et me conseiller sur la construction et l'analyse des voies d'exploration de ce travail de recherche. Je tiens particulièrement à remercier Florence Joussellin, sans qui ce projet n'aurait jamais vu le jour.

Je tiens à remercier l'ensemble des personnes du CSTB de Grenoble. De manière à n'oublier personne, je ne les citerai pas. Ils ont pour certains contribué fortement au développement des outils de recherche, pour d'autres à l'analyse scientifique. Certains, enfin, et c'est peut être les plus courageux, ont supporté mes humeurs durant ces trois années. Ceux là ont, sans doute, contribué de manière très significative au bon déroulement de ces trois années. Parmi elles, Nicoleta Schiopu, ma collègue de bureau, qui en a, sans nul doute, supporté beaucoup plus que les autres. Qu'elle trouve ici mes plus chaleureux remerciements.

Ces trois années ont également été marquées par la musique et je tiens à remercier l'ensemble des membres des *Grupo Paquita*, ou devrais-je plutôt dire des *Paquita Boys*. Ils ont aussi beaucoup travaillé pour que les rythmes soient « carré » et sur la clave. Il ne fallait pas déroger, au risque de faire « une répétition de m. ».

Enfin, il me reste à remercier celle qui a supporté plus que tous les autres, les développements scientifiques dans la cuisine ainsi que les programmes en pleine nuit, les nuits agitées et les week-ends de travail. Celle avec qui je suis devenu père par deux fois durant ces trois années. Frédérique, vois dans ces phrases une reconnaissance immense pour tes encouragements, ta patience et puis pour être telle que tu es.

Merci à vous tous qui lisez ces mots,

à Charlotte et Soline,

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	18
CHAPITRE I : ENVELOPPES HYBRIDES	20
INTRODUCTION	21
I. L'ENVELOPPE DU BATIMENT ET SON ENVIRONNEMENT	22
II. NOTION D'ENVELOPPES HYBRIDES	27
III. CONCEPT ETUDIE	39
IV. CONCLUSION	43
CHAPITRE II : MODELISATION NUMERIQUE	44
INTRODUCTION	45
I. MODELE NUMERIQUE	46
II. MODELISATION D'UNE ENVELOPPE VENTILEE.	47
III. MODELISATION SPECIFIQUE AUX MATERIAUX A CHANGEMENT DE PHASE	63
IV. SYNTHESE DU MODELE	66
V. CONCLUSION	70
CHAPITRE III : SUPPORT EXPERIMENTAL ET CARACTERISATION	71
INTRODUCTION	72
I. SUPPORT EXPERIMENTAL	73
II. CARACTERISATION DU FONCTIONNEMENT DU SYSTEME	87
III. CONCLUSION	119
CHAPITRE IV : VALIDATION EXPERIMENTALE	121
INTRODUCTION	122
I. METHODOLOGIE DE VALIDATION	123
II. CALIBRAGE DU MODELE NUMERIQUE	125
III. CONCLUSION	147
CHAPITRE V : SIMULATION NUMERIQUE	149
INTRODUCTION	150
I. METHODOLOGIE	151
II. PRINCIPE ET APPLICATION DE L'ANALYSE DE SENSIBILITE (AS)	152
III. GAINS ENERGETIQUES POTENTIELS	167
IV. CONCLUSION	189
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	190
REFERENCES	194
ANNEXES	201

Liste des figures

Figure 1 : Epaisseur d'isolant pour une résistance de 2 K.m ² /W	23
Figure 2 : Composants d'enveloppe avec résistances thermiques associées	23
Figure 3 : Intégration d'un système type cheminée solaire ou mur Trombe pour favoriser le tirage naturel.....	29
Figure 4 : Intégration d'une façade double peau surplombée d'une cheminée solaire.....	30
Figure 5 : Intégration de système dédiés au préchauffage de l'air neuf dans le bâtiment	31
Figure 6 : Intégration de systèmes dédiés aux pertes par l'enveloppe et à l'optimisation des apports solaires, couplés à l'ambiance intérieure.....	33
Figure 7 : Intégration de systèmes dédiés aux pertes par l'enveloppe et à l'optimisation des apports solaires, découplés de l'ambiance intérieure.....	34
Figure 8 : Fonctionnement hivernal du concept étudié	41
Figure 9 : Fonctionnement estival du concept étudié.....	41
Figure 10 : Modélisation sans nœud de surface et représentation sous forme de réseau électrique.....	46
Figure 11 : Schématisation d'une enveloppe ventilée.....	48
Figure 12 : Schématisation pas analogie électrique d'une enveloppe ventilée.....	48
Figure 13 : Schéma de la tache solaire avec l'approximation sur les surfaces verticales.....	50
Figure 14 : Répartition et filtrage des apports solaire (en W/m ²).....	50
Figure 15 : Schématisation des échanges radiatifs	53
Figure 16 : Schématisation des échanges convectifs.....	57
Figure 17 : Schéma du système en boucle fermée	62
Figure 18 : Courbe d'évolution de la capacité effective équivalente	64
Figure 19 : Régimes de fusion en présence de convection naturelle [Jany & Bejan, 1987].....	65
Figure 20 : Schématisation du couplage des différents composants du système ventilé.....	66
Figure 21 : Schéma de résolution numérique utilisé	69
Figure 22 : Schéma de représentation en boucle fermée (à gauche) et en boucle ouverte (à droite).....	73
Figure 23 : Disposition de la plateforme expérimentale	75
Figure 24 : Structure de type squelette de la cellule expérimentale (unité en cm).....	76
Figure 25 : Schématisation des trois systèmes ventilés	76
Figure 26 : Coupe d'un portique	77
Figure 27 : Schéma des rupteurs de ponts thermiques d'assemblage.....	77
Figure 28 : Panneaux de façade ; à gauche : photographie d'un panneau avec VIP et PS ; à droite : dessin en coupe d'un panneau avec assemblage VIP / PS en quinconce.....	78
Figure 29 : Ventilateur tangentiel (à gauche) et motoréducteur (à droite) utilisés	80
Figure 30 : Briquette en polyoléfine remplie de MCP	80
Figure 31 : Emplacement des thermocouples sur les surfaces des panneaux de façade.....	82
Figure 32 : Vue en coupe, surfaces équipées de capteurs surlignées en noir	82
Figure 33 : Positionnement des thermocouples dans les cavités d'air : coupe transversale (à gauche), vue de face (au centre), vu globale du système (à droite)	83
Figure 34 : Installation de la sonde anémométrique dans la cavité supérieure.....	83
Figure 35 : Erreurs relatives du système d'acquisition sur la mesure de différentes températures	84
Figure 36 : Points de mesures de vitesse dans les trois sous-sections.....	88
Figure 37 : Profils des vitesses d'air dans les sous-sections de la cavité du système SV1.....	88
Figure 38 : Profils des vitesses d'air dans les sous-sections de la cavité du système SV2.....	89
Figure 39 : Vitesse d'air dans la cavité d'air du panneau de plafond en convection naturelle.....	90
Figure 40 : Conditions météorologiques de la période en régime de convection naturelle.....	91
Figure 41 : Conditions météorologiques de la période en régime de convection forcée.....	91
Figure 42 : Gradients transversaux des températures d'air en convection naturelle	92
Figure 43 : Gradients transversaux des températures d'air en convection forcée	92
Figure 44 : Gradients longitudinaux des températures d'air en convection naturelle	93
Figure 45 : Gradients longitudinaux des températures d'air en convection forcée	94
Figure 46 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau Nord.....	96
Figure 47 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de sol	96
Figure 48 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de toiture.....	97
Figure 49 : Gradients transversaux des températures de surface sur le capteur solaire.....	97
Figure 50 : Température des thermocouples situés sur la surface réceptrice du capteur solaire	98
Figure 51 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau Nord.....	99
Figure 52 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de sol	99

Figure 53 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de toiture.....	100
Figure 54 : Gradients transversaux des températures de surface sur le capteur solaire.....	100
Figure 55 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau Nord.....	102
Figure 56 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de sol	102
Figure 57 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de toiture.....	103
Figure 58 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le capteur solaire.....	103
Figure 59 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau Nord.....	104
Figure 60 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de sol	104
Figure 61 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de toiture.....	105
Figure 62 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le capteur solaire.....	105
Figure 63 : Photographies des trois systèmes ventilés (à gauche) et du panneau nord équipé de fluxmètre (à droite), vu de l'intérieur du volume	108
Figure 64 : Conditions météorologiques pour de la période en régime de convection naturelle.....	109
Figure 65 : Gradients transversaux des températures sous un régime de convection naturelle.....	109
Figure 66 : Gradients longitudinaux des températures sous un régime de convection naturelle.....	110
Figure 67 : Gradients transversaux des flux sous un régime de convection naturelle.....	110
Figure 68 : Gradients longitudinaux des flux sous un régime de convection naturelle.....	111
Figure 69 : Evolution des températures sur les surfaces amont et aval des MCP (convection naturelle)	111
Figure 70 : Evolution des flux totaux absorbés par les briquettes de MCP (convection naturelle).....	112
Figure 71 : Evolution des températures de surface des MCP (trait pointillé : coté intérieur au volume ; trait plein : coté cavité d'air).....	113
Figure 72 : Evolution des flux absorbés des MCP	113
Figure 73 : Conditions météorologiques pour la période en régime de convection forcée	113
Figure 74 : Gradients transversaux des températures sous un régime de convection forcée.....	114
Figure 75 : Gradients longitudinaux des températures sous un régime de convection forcée.....	114
Figure 76 : Gradients transversaux de flux sous un régime de convection forcée	115
Figure 77 : Gradients longitudinaux des flux sous un régime de convection forcée.....	115
Figure 78 : Evolutions des températures des surfaces des MCP sous un régime de convection forcée.....	116
Figure 79 : Evolution des températures de surface sur quatre périodes à forts gradients de flux.....	116
Figure 80 : Ecart entre les échanges de chaleur vers le volume intérieur et vers la cavité d'air sous un régime de convection forcée (a) et naturelle (b).	117
Figure 81 : Schématisation des flux échangés suivant le régime de convection	118
Figure 82 : Protocole de validation expérimentale [Miranville, 2002]	125
Figure 83 : Evolution des moyennes et écarts types des résidus sur la température du volume intérieur suivant le taux d'infiltration d'air pour quatre régimes de convection	126
Figure 84 : Ensoleillement et évolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus correspondants en régime de convection naturelle	127
Figure 85 : Conditions météorologiques de la période présentée en convection forcée.....	128
Figure 86 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus correspondants en régime de convection forcée CF1	129
Figure 87 : Résidus sur les températures d'air du système SV1 en régime de convection forcée CF1	129
Figure 88 : Résidus sur les températures d'air aux 2 coins des systèmes SV2 et SV3 en régime de convection forcée CF1.....	130
Figure 89 : Résidus sur les températures des surfaces réceptrices des capteurs solaires des systèmes SV1 et SV3 en régime de convection forcée CF1	130
Figure 90 : Conditions météorologiques de la période présentée en convection forcée (CF2).....	132
Figure 91 : Conditions météorologiques de la période présentée en convection forcée (CF3)	132
Figure 92 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus associés, régime de convection forcée CF2.....	132
Figure 93 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus associés, régime de convection forcée CF3.....	132
Figure 94 : Schéma du système en boucle fermée	134
Figure 95 : Conditions météorologiques pour la mesure des vitesses en convection naturelle.....	135
Figure 96 : Vitesses d'air dans le système SV1 sous un régime de convection naturelle	135
Figure 97 : Conditions météorologiques de la période utilisée en régime de convection naturelle	136
Figure 98 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus correspondants en régime de convection naturelle.....	136
Figure 99 : Résidus sur les températures d'air aux 4 coins du système SV1 en régime de convection naturelle	137
Figure 100 : Résidus sur les températures d'air aux 4 coins du système SV1 en régime de convection naturelle en « forçant » les températures.....	137

Figure 101 : Dispositif expérimental pour une briquette de MCP isolée (unité en cm).....	139
Figure 102 : Températures mesurées et simulées à l'aval de la série 1.....	141
Figure 103 : Températures mesurées et simulées à l'aval de la série 2.....	141
Figure 104 : Températures mesurées et simulées à l'aval de la série 1 sans considérer la convection naturelle.....	142
Figure 105 : Influence de la convection naturelle suivant l'épaisseur de MCP.....	143
Figure 106 : Conditions météorologiques de la période utilisé avec MCP.....	144
Figure 107 : Evolution des températures du volume intérieur sous un régime de convection forcée avec MCP.....	145
Figure 108 : Evolution de la température de surface moyenne des briquettes de MCP, sous un régime de convection forcée.....	145
Figure 109 : Schéma en perspective (a) et vue en coupe (b) de la configuration évaluée.....	151
Figure 110 : Principe de la méthode FAST [Mara, 2006].....	155
Figure 111 : Vue schématique des paramètres de l'analyse de sensibilité.....	157
Figure 112 : Conditions météorologiques utilisées pour l'AS ; (a) période hivernale, (b) période estivale.....	158
Figure 113 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.....	159
Figure 114 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.....	160
Figure 115 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.....	160
Figure 116 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.....	161
Figure 117 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.....	162
Figure 118 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.....	163
Figure 119 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.....	164
Figure 120 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.....	164
Figure 121 : Loi de commande intégrée pour le SEV.....	168
Figure 122 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Grenoble, ep. cste : 1cm, réf : Tableau 23).....	172
Figure 123 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Nice, ep. cste : 1cm, réf : Tableau 24).....	172
Figure 124 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Grenoble, tx d'air : 0,5Vol/h, réf : Tableau 25).....	173
Figure 125 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Nice, tx d'air : 0,5Vol/h, réf : Tableau 26).....	173
Figure 126 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, ep : 1cm, réf : Tableau 23 et Tableau 27).....	176
Figure 127 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Nice, ep : 1cm , réf : Tableau 24 et Tableau 29).....	176
Figure 128 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, ep : 1cm, réf : Tableau 25 et Tableau 28).....	177
Figure 129 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Nice, ep : 1cm , réf : Tableau 26 et Tableau 30).....	177
Figure 130 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm).....	179
Figure 131 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm).....	179
Figure 132 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm).....	179
Figure 133 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm).....	179
Figure 134 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm).....	179
Figure 135 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air.....	180
Figure 136 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, ép.: 1cm).....	182
Figure 137 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Nice, ép.: 1cm).....	182

Figure 138 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, tx. d'air: 0,5 Vol/h)	183
Figure 139 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Nice, tx. d'air: 0,5 Vol/h)	183
Figure 140 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)	184
Figure 141 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)	184
Figure 142 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)	185
Figure 143 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)	185
Figure 144 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)	185
Figure 145 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air	185
Figure 146 : Vue d'ensemble, angle Sud-Est	202
Figure 147 : Vue d'ensemble, angle Nord Est	202
Figure 148 : Réalisation des portiques en atelier	202
Figure 149 : Assemblage du squelette sur le site	202
Figure 150 : Centrale d'acquisition et module d'alimentation	202
Figure 151 : Anémomètre à film chaud	202
Figure 152 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection forcée	203
Figure 153 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection naturelle	203
Figure 154 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection forcée	203
Figure 155 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection naturelle	203
Figure 156 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection forcée	204
Figure 157 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection forcée	204
Figure 158 : Gradients longitudinaux sur le capteur solaire en convection forcée	204
Figure 159 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection forcée	204
Figure 160 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection naturelle	205
Figure 161 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection naturelle	205
Figure 162 : Gradients longitudinaux sur le capteur solaire en convection naturelle	205
Figure 163 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection naturelle	205
Figure 164 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection forcée	206
Figure 165 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection forcée	206
Figure 166 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection forcée	206
Figure 167 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection naturelle	207
Figure 168 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection naturelle	207
Figure 169 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection naturelle	207
Figure 170 : Evolution de la capacité effective suivant la température dans le processus de transition de phase	215
Figure 171 : Processus de calcul des conductances équivalentes avec convection naturelle	216
Figure 172 : Température et résidu associés sur la surface amont	217
Figure 173 : Flux et résidus associés sur la surface aval (avec zoom sur les résidus)	217
Figure 174 : Tube à capillaire	218
Figure 175 : Viscosité dynamique en phase liquide en fonction de la température	218
Figure 176 : Température à aval de la brique de MCP, mesurée et simulée avec les résidus associés	219
Figure 177 : Définition de la température limite numérique de changement d'état	220
Figure 178 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne	222
Figure 179 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne	222
Figure 180 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne	223
Figure 181 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne	223
Figure 182 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur	224

Figure 183 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.....	225
Figure 184 : Evolution de la température du volume intérieur sur la période hivernale de l'AS.....	225
Figure 185 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.	226
Figure 186 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.....	226
Figure 187 : Evolution de la température du volume intérieur sur la période estivale de l'AS.....	227
Figure 188 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Grenoble, ép. : 1 cm).	228
Figure 189 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Nice, ép. : 1 cm).	228
Figure 190 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h).	229
Figure 191 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)....	229
Figure 192 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h).....	230
Figure 193 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie.....	230
Figure 194 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)	230
Figure 195 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie.....	230
Figure 196 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h).....	230
Figure 197 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie	230
Figure 198 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h).....	231
Figure 199 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie.....	231
Figure 200 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)	231
Figure 201 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)	231
Figure 202 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie.....	231
Figure 203 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h).....	231
Figure 204 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm).....	232
Figure 205 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h).....	232
Figure 206 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)	232
Figure 207 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h).....	232
Figure 208 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour le climat de Grenoble	233
Figure 209 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le climat de Grenoble	233
Figure 210 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour le climat de Nice.....	233
Figure 211 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le climat de Nice.....	233

Liste des tableaux

Tableau 1 : Coefficient de déperdition U admissible en $W.m^{-2}.K^{-1}$	24
Tableau 2 : Axes de recherche sur la réduction des besoins énergétiques dans le bâtiment pour les confort d'hiver et d'été.	28
Tableau 3 : Synthèse des expressions utilisées définissant les échanges radiatifs	52
Tableau 4 : Niveau de finesse sur la modélisation des coefficients d'échanges convectifs.	53
Tableau 5 : Synthèse des expressions utilisées définissant les échanges convectifs	57
Tableau 6 : Description et composition des panneaux de façade utilisés.....	78
Tableau 7 : Caractéristiques thermiques des matériaux utilisés dans les panneaux de façade	79
Tableau 8 : Caractéristiques radiatives des surfaces des matériaux utilisés	79
Tableau 9 : Erreur relative de mesure sur les températures et flux des fluxmètres à gradient tangentiel.....	85
Tableau 10 : Définition des puissances dissipées dans le volume pour plusieurs configurations	86
Tableau 11 : Caractéristiques du MCP (Données : CRISTOPIA).....	107
Tableau 12 : Caractéristiques des MCP mesurées au microcalorimètre à balayage.....	107
Tableau 13 : Périodes utilisées pour le calibrage du modèle numérique.....	126
Tableau 14 : Taux d'infiltration et caractéristiques des résidus sur la température du volume intérieur pour les quatre régimes considérés	127
Tableau 15 : Caractéristiques des résidus sur les variables cibles pour un régime de convection forcée	131
Tableau 16 : Caractéristiques des résidus sur les températures du volume intérieur pour CF2 et CF3.....	132
Tableau 17 : Hypothèses sur l'estimation des pertes de charges en configuration de boucle fermée	134
Tableau 18 : Caractéristiques des matériaux utilisés pour l'essai spécifique	140
Tableau 19 : Caractéristiques du MCP pour les deux séries de mesures (unité : °C).....	141
Tableau 20 : Paramètres étudiés dans l'analyse de sensibilité	156
Tableau 21 : Paramètres étudiés dans l'analyse de sensibilité spécifique au régime de convection forcée	158
Tableau 22 : Vitesses d'air moyennes et coefficients d'échanges moyens utilisés dans l'analyse de sensibilité en convection naturelle	162
Tableau 23 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Grenoble (en kWh).....	170
Tableau 24 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Nice (en kWh).....	171
Tableau 25 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Grenoble (en kWh).....	171
Tableau 26 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Nice (en kWh).....	171
Tableau 27 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Grenoble.....	175
Tableau 28 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Grenoble.....	175
Tableau 29 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Nice.....	175
Tableau 30 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Nice.....	175
Tableau 31 : Paramètres étudiés dans l'analyse de sensibilité intégrant les MCP	224

Nomenclature

C	Capacité effective	$J.m^{-2}.K^{-1}$
C_p	Chaleur spécifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$C_{p\,eq}$	Capacité effective équivalente	$J.m^{-2}.K^{-1}$
D_h	Diamètre hydraulique	m
E	Epaisseur	m
e_{th}	Effusivité thermique	$W.s^{1/2}.m^{-2}.K^{-1}$
f	Fraction liquide	-
F	Facteur de forme	-
g	Accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
G	Rayonnement solaire	$W.m^{-2}$
h	Coefficient d'échange	$W.m^{-2}.K^{-1}$
k	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L_e	Chaleur latente	$J.kg^{-1}$
\dot{m}	Débit massique	$kg.s^{-1}$
R	Résistance thermique	$m^2.K.W^{-1}$
S	Surface	m^2
S_i	Indice de sensibilité	-
T	Température	K
v	Vitesse	$m.s^{-1}$
w	Fréquence	Hz
α	Coefficient d'absorption au spectre énergétique	-
α_{th}	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
β	Coefficient de dilatation	-
γ	Paramètre de stratification	-
ε	Emissivité aux grandes longueurs d'onde	-
θ	Angle d'incidence du rayonnement solaire	°
σ	Constante de Stephan Boltzmann = $5.67.10^{-8}$	$W.m^{-2}.K^{-4}$
τ	Coefficient de transmission au spectre énergétique	-
ρ	Densité	$kg.m^{-3}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
Δx	Epaisseur de maille	m
Φ	Flux de chaleur	$W.m^{-2}$
Nu_{D_h}	Nombre de Nusselt $\frac{hD_h}{k}$	-
Re_{D_h}	Nombre de Reynolds $\frac{vD_h}{\nu}$	-
Ra_{D_h}	Nombre de Rayleigh $\frac{g\beta\Delta TD_h^3}{\alpha_{th}\nu}$	-
Gr_{D_h}	Nombre de Grashof $\frac{g\beta\Delta TD_h^3}{\nu^2}$	-
Pr	Nombre de Prandtl $\frac{\nu}{\alpha_{th}}$	-

Introduction Générale

Dans le cadre des problématiques énergétiques mondiales, le premier axe d'économie d'énergie reste celui d'une meilleure maîtrise des consommations. Le secteur du bâtiment présente un très fort potentiel puisque les besoins liés au chauffage représentent l'équivalent de l'énergie consommée dans les transports ou par la totalité de l'industrie [ADEME, 2004].

Les réglementations thermiques RT2000, puis RT2005 ont été élaborées dans l'objectif d'une meilleure maîtrise des consommations. Différents labels sont également proposés en Suisse (Minergie) et en Allemagne (PassivHaus) pour les bâtiments à faible consommation. Une reconnaissance est d'ailleurs apportée à ces labels puisque les maisons « Minergie » sont valorisées de 10% sur le marché immobilier Suisse. En France, le label HQE (Haute Qualité Environnementale) est aujourd'hui bien accepté. Sur 14 critères bien définis, plusieurs niveaux peuvent être choisis. Ce label, même s'il ne fixe pas des objectifs aussi ambitieux que Minergie ou PassivHaus constitue néanmoins une première étape nécessaire vers une meilleure maîtrise et une réduction des dépenses énergétiques.

Dans la conception de bâtiment performant (au sens énergétique), outre la nécessité de proposer des équipements plus efficaces et moins énergivores, il est primordial de maîtriser les échanges thermiques au travers de l'enveloppe. Le bilan énergétique résulte d'un équilibre entre les gains et les pertes thermiques, entre l'enveloppe et ses environnements (intérieur et extérieur). La conception d'enveloppes, capables de valoriser les gains énergétiques gratuits tout en limitant les pertes, doit contribuer à diminuer les besoins énergétiques sans nuire au confort intérieur. L'enveloppe devient alors un véritable échangeur thermique qu'il est possible de gérer et d'adapter aux environnements intérieur et extérieur.

La diminution des besoins énergétiques, comme le confort thermique intérieur, passe par une adaptabilité de l'enveloppe aux contraintes climatiques. Le recours aux éléments actifs est alors réduit et les énergies disponibles localement sont mieux utilisées. Un certain nombre de propositions ont été faites dans ce sens comme le mur Trombe ou le système Barra-Costantini, développés surtout dans les années 1970. Ces concepts sont à la base de systèmes toujours à l'étude dans de nombreux laboratoires. Ils s'inscrivent principalement dans un axe de réduction des consommations.

L'intégration de stockage d'énergie par chaleur latente a également fait l'objet de nombreuses études, notamment sur la gestion des énergies captées. Cette dernière s'inscrit à la fois dans l'axe de la réduction des consommations et celui d'une amélioration du confort thermique intérieur.

Malgré les nombreuses études réalisées par le passé, il est encore possible de progresser dans la conception des enveloppes. Ces dernières peuvent devenir de véritables systèmes solaires actifs, couplant les techniques de captage solaire au stockage par chaleur latente. Les contraintes climatiques sont naturellement considérées annuellement.

L'objectif de ce travail de thèse est de contribuer au développement de bâtiments économes. Il s'agit de proposer un nouveau système d'enveloppe et de construire les outils nécessaires à son évaluation. Une première estimation des gains potentiels pourra alors être effectuée.

Les différentes étapes du travail sont subdivisées en cinq chapitres :

Dans le premier chapitre, le rôle de l'enveloppe est présenté avec ses fonctionnalités dans le cadre de l'architecture solaire. La notion d'enveloppe hybride, utilisée ensuite tout au long du document, y est définie, avec une revue des principales réalisations. Cette revue permet de dresser un certain nombre d'axes de recherche et notamment le couplage [captage solaire, stockage par chaleur latente], évoqué précédemment. Une nouvelle enveloppe hybride est alors proposée.

La construction des outils d'évaluation fait l'objet des deux chapitres suivants. L'approche théorique, à la base d'un modèle numérique, est présentée dans le deuxième chapitre. L'ensemble des hypothèses et choix de modélisation y sont décrits en détail. La définition du support expérimental fait l'objet d'un troisième chapitre, avec la présentation structurelle et fonctionnelle du support ainsi que la caractérisation du fonctionnement. Les gradients de température, les flux de chaleur et les transitions de phase y sont analysés.

Le quatrième chapitre présente une confrontation du modèle numérique avec le support expérimental. Pour différentes configurations du support, les résultats de simulations sont comparés aux mesures expérimentales. Les comparaisons se font tout d'abord sans considérer les phénomènes de transition de phase, puis en les considérant spécifiquement.

Dans un dernier chapitre, le système d'enveloppe proposé est évalué numériquement. A partir d'une méthode d'analyse de sensibilité globale, les paramètres les plus influents sont tout d'abord identifiés. Les gains potentiels sont ensuite évalués à partir d'études paramétriques, en considérant deux types de climats et pour différentes configurations d'enveloppe. Les apports liés à la ventilation, à l'intégration de stockage par chaleur latente et au couplage des deux sont présentés. Les périodes estivales et hivernales sont également considérées pour chaque cas.

Chapitre I

Enveloppes Hybrides

INTRODUCTION	21
I. L'ENVELOPPE DU BATIMENT ET SON ENVIRONNEMENT	22
I.1. ENVIRONNEMENT OU CONFORT THERMIQUE INTERIEUR	22
I.1.1. L'isolation	22
I.1.2. L'inertie	24
I.2. ENVIRONNEMENT EXTERIEUR ET ARCHITECTURE SOLAIRE.	25
I.3. FONCTIONNALITES DE L'ENVELOPPE	26
II. NOTION D'ENVELOPPES HYBRIDES	27
II.1. PRINCIPALES ENVELOPPES HYBRIDES	28
II.1.1. Systèmes pour le renouvellement d'air	29
II.1.2. Systèmes pour l'enveloppe	32
II.2. SYSTEMES INTEGRANT DES MCP DANS LE BATIMENT	35
II.2.1. Intégration dans des enveloppes traditionnelles	36
II.2.2. Intégration dans des enveloppes hybrides	37
II.2.3. Intégration dans des éléments actifs	37
II.3. CONCLUSION	38
III. CONCEPT ETUDIE	39
III.1. DESCRIPTIF DU SYSTEME	40
III.2. APPROCHE DE TRAVAIL	42
IV. CONCLUSION	43

Introduction

Ce premier chapitre se focalise sur la définition des axes de recherche dans la thématique des enveloppes dites à haute performance énergétique.

Un des moyens de respecter au mieux les confort thermique, visuel, acoustique, ..., toute l'année, est de concevoir l'enveloppe suivant les critères de l'architecture solaire ou bioclimatique. Ces approches intègrent le type d'occupation ainsi que l'environnement proche pour proposer la définition d'un compromis optimal entre les différents confort (augmentation des ouvertures pour le confort visuel au détriment du confort thermique par exemple).

Les performances thermiques aujourd'hui atteignables sur l'enveloppe permettent de diminuer fortement les besoins énergétiques. Le label PassivHaus (en Allemagne) est un très bon exemple puisqu'il impose des consommations inférieures à 15kWh/an/m² (pour le chauffage et la climatisation). La plupart des systèmes actifs sont alors surdimensionnés par rapport aux besoins. Augmenter encore les performances thermiques des enveloppes, améliorer le confort thermique et réduire les besoins énergétiques à un système d'appoint, de faible puissance, passent par l'intégration d'enveloppes dites hybrides (couplage de plusieurs fonctionnalités). De nombreuses « versions » d'enveloppes hybrides ont été étudiées et les premières observées datent de l'époque de l'empire Romain (murs hypocaustes). Des foyers de cheminée étaient disposés dans les sous-sols. Les conduits d'évacuation des fumées passaient au travers des murs par des cavités. La chaleur transportée par les fumées était stockée dans les murs qui rayonnaient ensuite vers l'intérieur. Depuis, l'étude des enveloppes hybrides s'est généralement focalisée sur une période et un climat en particulier. Les pertes par renouvellement d'air et par l'enveloppe sont également traitées avec les mêmes systèmes.

Ce chapitre, après une brève présentation des fonctions de l'enveloppe suivant les architectures solaire ou bioclimatique, propose une revue des types d'enveloppes hybrides. Les problématiques soulevées dans les études passées, ainsi que le rapprochement de plusieurs axes de recherche (énergie solaire ; stockage de chaleur ; performance énergétique ; confort thermique annuel) amènent à proposer une nouvelle enveloppe hybride. Une démarche d'analyse de cette enveloppe est enfin proposée.

I. L'enveloppe du bâtiment et son environnement

Comme transition entre l'espace intérieur et l'extérieur, l'enveloppe du bâtiment est très importante tant d'un point de vue social et humain que d'un point de vue architectural et énergétique. Assurant en premier lieu la fonction de protection, elle délimite un espace et crée une intimité. L'enveloppe représente la carte d'identité du bâtiment et de l'architecte. Elle décrit une fonctionnalité et un mode de vie pour ses occupants.

Les problématiques énergétiques mondiales influent aujourd'hui fortement sur l'orientation des nouvelles enveloppes de bâtiment. La notion de performance énergétique de l'enveloppe commence petit à petit à intégrer les bureaux d'architecture et s'inscrit aujourd'hui dans la plupart des cahiers des charges des appels d'offres.

Dans ce paragraphe, le rôle de l'enveloppe sur le confort thermique est tout d'abord défini. Les aspects d'isolation et d'inertie sont ensuite présentés comme acteur majeur du confort thermique intérieur. La notion d'architecture solaire introduit enfin les fonctionnalités de base de l'enveloppe du bâtiment.

I.1. Environnement ou confort thermique intérieur

L'environnement intérieur d'un bâtiment, d'une habitation est défini par l'utilisateur. La température de régulation, les puissances de chauffe, les ouvertures vers l'extérieur définissent cet environnement intérieur et permettent d'approcher le confort thermique de l'utilisateur.

Le confort thermique dépend des températures d'air et de surface, de l'humidité, des mouvements d'air interne (liés aux systèmes de chauffage ou climatisation) ainsi que du type d'activité dans l'espace intérieur. L'enveloppe n'a alors qu'un impact réduit sur celui-ci.

L'enveloppe agit principalement sur le confort thermique via les températures de surface. Ces dernières doivent être les plus homogènes possibles dans l'espace et dans le temps. Les asymétries thermiques (différence de température entre deux surfaces) amènent une sensation d'inconfort par échange radiatif entre l'individu et l'environnement. De plus, en maîtrisant les échanges thermiques entre les environnements intérieur et extérieur, l'enveloppe agit également sur la température d'air intérieur.

Une bonne isolation de l'enveloppe permet de limiter l'influence de l'environnement extérieur sur l'intérieur et une inertie adaptée (dimensionnée et répartie) permet d'amortir et de déphaser les ondes de température. Ces deux points ont un rôle fondamental sur le confort thermique intérieur, ils sont introduits dans la suite.

I.1.1. L'isolation

Le rôle de l'isolation est de préserver l'ambiance intérieure des fluctuations de l'ambiance extérieure, c'est-à-dire de limiter les échanges de chaleur entre les deux milieux.

Différents types d'isolants existent : les matériaux fibreux, les mousses, les matériaux ligneux (bois légers, paille agglomérée), le liège, les matériaux couplés (isolant mince réfléchissant) et les isolants sous vide sont autant d'isolants que l'on peut trouver dans le commerce. Le pouvoir isolant varie naturellement suivant les types. La Figure 1 représente, à résistance thermique équivalente, l'épaisseur de matériau nécessaire. Les isolants minces réfléchissants n'y sont pas représentés car leur pouvoir isolant dépend grandement de leur pose [PERF, 2004].

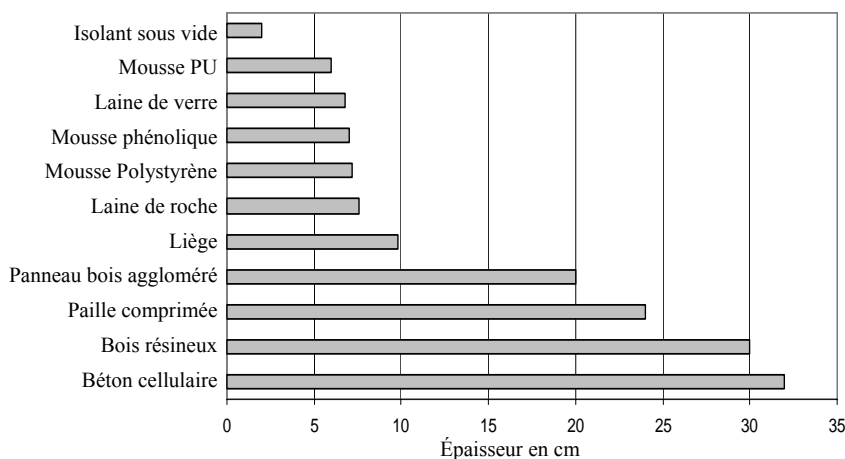


Figure 1 : Epaisseur d'isolant pour une résistance de 2 K.m²/W (à l'exception des isolant sous vide, toutes la valeurs sont tirées de la RT2000)

Le caractère isolant d'une paroi se mesure par un coefficient U en W/(m².K), défini par la RT2005. Il représente le flux de chaleur traversant la paroi pour 1°C d'écart entre les deux surfaces. Il tient compte de tous les composants de l'enveloppe ainsi que du mode d'assemblage (pont thermique). La Figure 2 illustre l'assemblage d'une paroi avec les résistances thermiques des différents composants et de surface avec les milieux intérieur et extérieur.

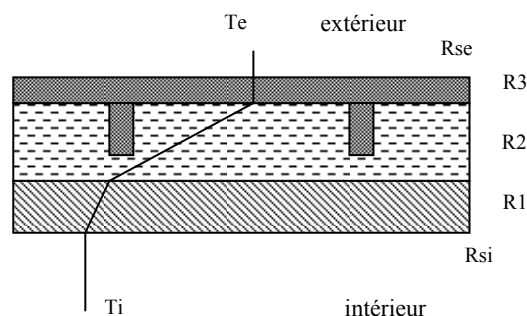


Figure 2 : Composants d'enveloppe avec résistances thermiques associées

Pour maîtriser les consommations énergétiques des bâtiments, l'isolation est devenue obligatoire en France avec la réglementation thermique de 1974 qui visait les logements neufs. Depuis et afin de respecter les engagements pris pour diminuer les consommations énergétiques des bâtiments, la réglementation thermique RT2000 applicable depuis le 1^{er} Juin 2001 aux bâtiments neufs (ou transformations importantes) est même remplacée par la RT2005 (applicable depuis septembre 2006) intégrant un peu plus l'environnement proche. Les valeurs maximales admissibles sont présentées dans le Tableau 1. A titre de comparaison, les valeurs maximales admissibles par la norme SIA 180/1 applicables en Suisse depuis le 1^{er} Janvier 2001 ainsi que celle du label Minergie sont également présentées.

Tableau 1 : Coefficient de déperdition U admissible en $W.m^{-2}.K^{-1}$

	RT2005	SIA 180/1	Minergie
Toit	0.45	0.3	0.2
Mur	0.45	0.3	0.2
Sol	0.45	0.3	0.2
Fenêtre	2.6	1.7	1.3
Portes	2.6	2.0	1.9

Ces valeurs constituent des garde-fous et le respect de la norme ou du label doit prendre en compte l'ensemble des éléments actifs du bâtiment.

1.1.2. L'inertie

L'inertie représente la capacité d'une construction à amortir les pics et à déphaser les fluctuations de température extérieure. Intégrée généralement dans la structure porteuse, à l'enveloppe et au mobilier intérieur, elle permet de stocker les flux de chaleur pour les distribuer de manière déphasée (décalée dans le temps).

L'inertie est principalement influencée par la densité et la chaleur spécifique du matériau. Toutefois, une utilisation effective de cette inertie (capacité de stockage / déstockage) est couplée à la conductivité thermique. Ainsi, un matériau lourd, à forte chaleur spécifique ne pourra stocker de chaleur que s'il est en plus bon conducteur. L'effusivité thermique, donnée par l'expression (1), représente cette capacité à utiliser la masse thermique. De la même manière, il est intéressant de définir la capacité d'un matériau à se chauffer rapidement : c'est la diffusivité thermique, donnée par l'expression (2). Ces deux grandeurs permettent de définir la quantité de chaleur stockée ainsi que la profondeur de pénétration de l'onde de chaleur dans le matériau pour une sollicitation donnée.

$$\text{Effusivité thermique} \quad : \quad e_{th} = \sqrt{k\rho C_p} \quad (W.m^{-2}.K^{-1}.s^{-1/2}) \quad (1)$$

$$\text{Diffusivité thermique} \quad : \quad \alpha_{th} = \frac{k}{\rho C_p} \quad (m^2.s^{-1}) \quad (2)$$

Avec k la conductivité thermique, ρ la densité et C_p la chaleur spécifique du matériau.

A partir des effusivités et diffusivités thermiques il est possible de définir les expressions (3).

$$\left. \begin{array}{l} \text{Quantité de chaleur stockée pendant un temps } t : \quad Q = e_{th} \sqrt{t} \\ \text{Profondeur de pénétration de l'onde de chaleur après un temps } t : \quad p = \sqrt{\alpha_{th} t} \end{array} \right\} \quad (3)$$

Cette capacité de stockage doit être soigneusement dimensionnée pour permettre une restitution des quantités de chaleur dans des temps adéquats. La dynamique avec laquelle doit jouer l'inertie dans le bâtiment est journalière (stockage le jour et restitution/évacuation la nuit). La dynamique annuelle ne serait amortie que pour des épaisseurs de matériaux beaucoup trop importantes. En prenant un béton classique de construction (conductivité thermique : $2.6W/m.K$; densité : $2400kg/m^3$; chaleur spécifique : $1000J/kg.K$), l'onde annuelle de chaleur serait complètement amortie pour des épaisseurs de 6m (l'onde journalière est amortie pour des épaisseurs de 30cm).

Pour augmenter les capacités de stockage et permettre une utilisation effective des quantités de chaleur stockées, l'utilisation de matériaux à changement de phase (MCP) se généralise aujourd'hui dans les laboratoires. Déjà présents dans les systèmes frigorifiques et l'électronique (refroidissement de composant), les MCP offrent des caractéristiques thermiques intéressantes pouvant trouver une application dans le bâtiment. Les MCP couramment utilisés sont des matériaux inorganiques (hydrates salins, sels, ...), organiques (paraffines, polyalcools, ...) et eutectiques d'inorganiques et/ou organiques. Des états de l'art des MCP et de leurs applications au bâtiment sont aujourd'hui disponibles dans **Tyagi (2006)**, **Principi (2005)** ou encore le rapport de l'annexe 17 de l'agence internationale de l'énergie [IEA A-17, 2005].

L'intégration de tels matériaux peut se faire dans le mobilier, dans la structure ou dans l'enveloppe. Leur intégration se traduit par des amortissements ponctuels des pics de température ou plus étalés selon l'intégration (dans l'enveloppe et couplé à la ventilation (VMC) ou non). On voit apparaître quelques réalisations pilotes sans toutefois de suivis météorologiques. Le pavillon de la Bergère, à Bobigny (93), réalisé par L.Salomon (architecte) en collaboration avec ITF (bureau d'étude en ingénierie des fluides), a été construit avec des enveloppes intégrant des matériaux à changement de phase (eutectique avec une température de fusion de 19°C). Aucun suivi météorologique n'a toutefois été installé pour analyser le comportement du MCP.

La définition de l'isolation, le dimensionnement de l'inertie et sa répartition dans l'enveloppe doivent considérer l'environnement extérieur. Le vent, le soleil, la terre, constituent autant de sources énergétiques que l'enveloppe doit pouvoir utiliser en fonction des saisons et du respect de son cahier des charges (confort intérieur). Ceci constitue l'approche de l'architecture solaire présentée dans la suite.

I.2. Environnement extérieur et architecture solaire.

L'architecture solaire a pour objectif d'intégrer l'énergie solaire à la conception du bâtiment. Il s'agit de maximiser les gains solaires en hiver afin de diminuer les besoins en chauffage sans pour autant diminuer le confort estival (éventuelles surchauffes).

L'architecture solaire n'a de sens que si les paramètres suivant sur l'enveloppe sont garantis [Liebard, 2005] :

- Coefficient de déperdition des parois de 0.25 à 0.4 W/m².K
- Bonne étanchéité de l'enveloppe et renouvellement d'air par VMC.
- Orientation intelligente du bâtiment (ouvertures au Sud)
- Définition des ouvertures et protections suivant le parcours du soleil annuellement (bonne pénétration hivernale et faible estivale), faible ouverture à l'ouest.
- Dimensionnement et répartition réfléchi de l'inertie (rayonnement direct, protections éventuelles) avec isolation extérieure.

L'augmentation des ouvertures accroît le coefficient de déperdition de l'enveloppe. Une maison « solaire » aura donc plus de pertes qu'une maison à très forte isolation (une comparaison en thermographie donnera la maison à très forte isolation comme plus performante). Toutefois, ses gains solaires seront plus importants et le bilan énergétique s'en trouvera plus favorable que la maison à très forte isolation. Les besoins ponctuels en chauffage seront plus importants, mais la période de chauffe plus réduite.

Les fonctionnalités de l'enveloppe, dans une démarche d'architecture solaire, sont présentées dans la suite.

I.3. Fonctionnalités de l'enveloppe

L'enveloppe ne doit plus seulement isoler et protéger du vent, de la pluie ou encore des intrusions. Elle contribue aux confort visuel, acoustique et thermique intérieur. La multitude de composants de façade définissant l'enveloppe (fenêtre, baie vitrée, porte, mur massif, panneaux légers, ...) permet de répondre aux différentes exigences de confort par des compromis. Pour qu'ils soient optimaux, ces compromis doivent se faire en considérant l'occupation des locaux ainsi que l'environnement proche du bâtiment (temps de réponse de la construction, site urbain, rural, habitation, public, tertiaire, ...).

L'architecture solaire consiste en la prise en compte des tous ces éléments et en la définition d'un compromis optimum, adapté au climat et au type d'occupation. Ne considérant que le confort thermique, le respect des cahiers des charges estival et hivernal impose les fonctionnalités suivantes :

Cahier des charges hivernal :

- Capturer l'énergie solaire
- Stocker l'énergie solaire
- Conserver l'énergie interne
- Répartir l'énergie interne

Cahier des charges estival :

- Protéger de l'énergie solaire
- Evacuer l'énergie interne
- Minimiser les apports
- Amortir les pics de chaleur

Toutes ces fonctionnalités peuvent être assurées en élargissant l'étude à l'environnement. Capturer l'énergie solaire en hiver mais s'en protéger en été peut être en partie réalisé en intégrant l'évolution de la position du soleil suivant les saisons dans la conception des débordements de toiture. Amortir les pics de chaleur en été et conserver l'énergie en hiver peut se faire par une isolation importante et une inertie intelligemment répartie.

L'enveloppe « statique » a fait l'objet de nombreuses études tant du côté des scientifiques [Al-Homoud, 2005], [Okba, 2005] que des architectes [Koçlar, 2004] : comportement des matériaux aux sollicitations extérieures, démarche de conception de l'enveloppe intégrant tous les aspects visuel, acoustique, thermique, énergétique, rôle de l'enveloppe dans la vie du bâtiment. Les labels comme Minergie (en Suisse) ou PassivHaus (en Allemagne) sont de très bons exemples de performances globales d'enveloppes tout à fait atteignables avec des

matériaux courants et une architecture énergétique réfléchi. Les besoins en chauffage nécessaires avec ces enveloppes (jusqu'à 15kWh/an/m² pour PassivHaus) atteignent des valeurs telles que les systèmes de chauffage traditionnels sont surdimensionnés [Hasting, 2004].

Pour atteindre des performances encore plus intéressantes et réduire ainsi les besoins en chauffage à des systèmes d'appoints (faible puissance) et les besoins en climatisation à néant, il peut être intéressant de concevoir des enveloppes dynamiques (à opposer à « statique » défini précédemment). Les enveloppes dynamiques optimisent les quantités d'énergie captée (solaire notamment) pour les distribuer à l'intérieur du bâtiment de manière appropriée (déphasée dans le temps et de façon localisée ou répartie).

Stocker l'énergie en hiver et l'évacuer en été implique une gestion intégrée dans l'enveloppe, c'est-à-dire l'intégration d'un système dédié à cette fonctionnalité. Ces éléments ont été à la base de la conception d'enveloppe alliant d'autres fonctionnalités en plus de celle de protection. Ces enveloppes font l'objet des paragraphes suivants.

II. Notion d'enveloppes hybrides

L'enveloppe, intégrant ces systèmes, en plus de ses fonctionnalités traditionnelles de protection devient « capteur » : élément de gestion de l'énergie, elle participe de manière active au confort thermique intérieur suivant les sollicitations extérieures. L'enveloppe devient hybride dès l'ores qu'elle est utilisée pour la protection, mais aussi pour la « production / gestion » d'énergie.

Les enveloppes hybrides utilisent principalement l'énergie solaire. L'énergie de la masse terrestre pourrait également être utilisée mais nécessite le couplage de l'enveloppe à un système actif déporté : puits canadien ou pompe à chaleur par exemple. On parle généralement pour les enveloppes hybrides de gains solaires indirects puisque le rayonnement solaire ne pénètre pas directement dans la pièce. Les apports solaires sont tout d'abord stockés pour être ensuite redistribués de manière décalée dans le temps. Les gains solaires directs sont ceux qui pénètrent directement dans la pièce au travers de fenêtres ou baies vitrées.

Le développement d'enveloppes hybrides se fait dans un objectif d'augmenter le confort intérieur tout en diminuant les besoins énergétiques du bâtiment (intégration de systèmes actifs). Cet objectif revient à limiter, ou contrôler, les échanges thermiques entre les environnements intérieur et extérieur. Ces échanges (ou pertes) thermiques sont de deux natures : par renouvellement d'air et par l'enveloppe. Plusieurs études ont, par le passé, intégré les pertes par renouvellement d'air à la définition d'enveloppe hybride. Même si l'utilisation d'une ventilation mécanique contrôlée (VMC) avec récupération d'énergie (double flux) est aujourd'hui acquise dans la conception de bâtiments performants (labels Minergie ou PassivHaus), ces études sont considérées dans la suite de ce chapitre.

Le Tableau 2 tente de présenter les différents axes de recherche relatifs aux pertes thermiques. Les numéros associés aux différentes stratégies seront repris dans la suite.

Tableau 2 : Axes de recherche sur la réduction des besoins énergétiques dans le bâtiment pour les comforts d'hiver et d'été.

	Axe de recherche	
	Couplage des pertes par l'enveloppe et par renouvellement d'air	Pertes par l'enveloppe
Confort d'hiver	① Préchauffage de l'air neuf	③ Stockage localisé + circulation de l'air ambiant ④ Stockage réparti indépendant de l'air ambiant
Confort d'été	② Sur-ventilation nocturne	⑤ Limitation des gains extérieurs

De nombreuses versions d'enveloppes hybrides ont été étudiées et réalisées. Les principes de fonctionnement ont été répertoriés dans **Thermie (1997)** ou encore **Solar-syst (2000)**. Les murs ventilés, les murs Trombe, les systèmes Barra-Costantini, les cheminées solaires, les tours de refroidissement, les façades double-peau sont autant de systèmes qui ont été étudiés. Certains ont fait l'objet d'études poussées tant au niveau scientifique (compréhension des phénomènes mis en jeu, dimensionnement et définition des éléments influents) qu'au niveau intégration (réalisations sur plusieurs types de bâtiments (tertiaire, habitation, public)).

L'intégration de MCP dans l'enveloppe peut également être considérée dans cette partie. L'enveloppe joue en effet le rôle d'accumulateur thermique et certaines études proposent même une gestion active de cette capacité de stockage.

Dans la suite, les principales enveloppes hybrides recensées dans la littérature sont présentées suivant les axes de recherche identifiés dans le Tableau 2. L'intégration de MCP dans l'enveloppe, couplée ou non à la ventilation est ensuite présentée suivant le type de fonctionnement (passif, ou couplage avec éléments actifs).

II.1. Principales enveloppes hybrides

La réduction des consommations d'énergie dans le secteur du bâtiment (habitation et tertiaire) concerne tous les climats et toutes les régions du globe. Différentes stratégies sont naturellement appliquées suivant les périodes de l'année : tirage naturel pour favoriser le confort d'été, préchauffage de l'air neuf pour le confort d'hiver et stockage et distribution des quantités d'énergie pour le confort d'hiver, couplé ou non à l'air ambiant.

L'état de l'art qui suit n'est en aucun cas exhaustif sur les études faites concernant l'intégration de composants à l'enveloppe du bâtiment. Seules quelques études, représentatives des systèmes étudiés, sont abordées dans la suite.

Les systèmes dédiés au renouvellement d'air sont tout d'abord présentés (tirage naturel : axe ② ; préchauffage de l'air neuf : axe ①), suivis des systèmes liés au stockage et distribution des quantités de chaleur (couplé à l'air ambiant : axe ③ ; découplé de l'air ambiant : axe ④).

II.1.1 Systèmes pour le renouvellement d'air

Cette partie concerne les études dédiées aux systèmes de chauffage ou refroidissement des bâtiments par l'enveloppe. Le confort d'été et les phénomènes de tirage naturel sont tout d'abord évoqués, suivis des systèmes de préchauffage de l'air neuf.

II.1.1.1. Tirage naturel et confort d'été

Axe de recherche ②

Une schématisation de ces systèmes peut se faire de la manière suivante (cf. Figure 3) : Un mur massif derrière un vitrage est orienté au Sud (dans l'hémisphère Nord). L'objectif est d'augmenter localement la température pour générer un mouvement d'air (poussée d'Archimède). Les quantités de chaleur accumulées dans la masse thermique maintiennent une température suffisante pour pérenniser le tirage naturel pendant quelques heures.

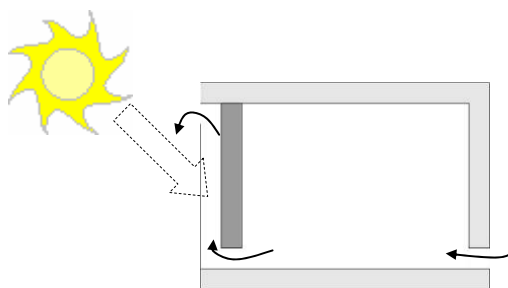


Figure 3 : Intégration d'un système type cheminée solaire ou mur Trombe pour favoriser le tirage naturel

Pour des climats chauds (Thaïlande), Khedari ([Khedari, 2000], [Khedari, 2003]) ou Hirunlabh (2001) ont étudié ce type de configuration, intégrée en toiture. Sur une maquette de 25m², en faisant varier les caractéristiques géométriques des composants en façade Sud, Khedari a observé les quantités d'air renouvelé. Des taux de renouvellement d'air plus importants avec le système intégré ont été mesurés qu'en ouvrant fenêtres et portes. Les températures intérieures étaient également moins élevées avec le tirage thermique. Les besoins énergétiques pour l'air conditionné ont ensuite été mesurés et des réductions de 10 à 20% ont été observées. L'influence de l'inclinaison sur les rendements des taux de ventilation a été numériquement étudiée par Hirunlabh. Les auteurs proposent une géométrie de capteur plus performant (sur les quantités d'air renouvelé par tirage thermique) avec une meilleure intégration architecturale. Bansal (1993), également sur modèle numérique, a étudié l'influence des ouvertures, paramètres déterminants dans les débits générés par le tirage thermique. Dans une autre étude [Bansal, 2004], les auteurs proposent même l'utilisation de la fenêtre comme système de tirage thermique, montrant ainsi les capacités d'intégration des systèmes à l'enveloppe traditionnelle.

Pour des climats plus tempérés (Grande Bretagne), Gan (1998) a réalisé une étude paramétrique en CFD¹ -2D sur l'intégration d'un mur type Trombe pour favoriser le tirage naturel. Les effets de la largeur de la lame d'air, du rayonnement absorbé par le mur capteur, de la hauteur et de la largeur du mur capteur sur les débits massiques sont étudiés. En plus des conclusions de proportionnalité des éléments précités sur les débits de ventilation, l'utilisation

¹ CFD : Computational Fluid Dynamics – Modélisation numérique à l'aide de code champ.

d'un double vitrage est préférable à un simple vitrage et l'isolation intérieure du mur capteur (découplage du capteur avec l'ambiance intérieure) favorise le tirage naturel.

L'intégration de façade double-peau dans les bâtiments (souvent tertiaires) s'est répandue ces dernières années. Une façade double peau se compose de deux façades de verres espacées d'une cavité d'air allant de 0.1 à 1 m de large. On en distingue aujourd'hui de nombreux exemples dans des constructions tertiaires, un peu partout dans le monde². Ses effets esthétiques pour les architectes mais également l'effet de zone tampon tant thermique qu'acoustique par rapport au milieu extérieur ont favorisé son développement. Une gestion active de ces façades est toutefois indispensable pour limiter les surchauffes estivales. Certaines études se sont focalisées sur l'utilisation de ces façades pour augmenter le tirage thermique dans le bâtiment et ainsi limiter les surchauffes. Une intégration de façade double peau, surplombée d'une cheminée solaire, est représentée en Figure 4.

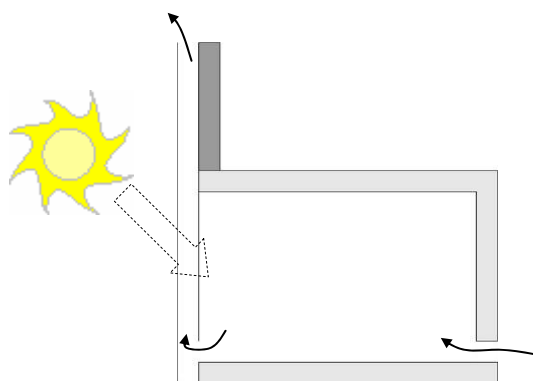


Figure 4 : Intégration d'une façade double peau surplombée d'une cheminée solaire

Ding (2005), pour des climats Japonais, a étudié l'impact d'une façade double peau sur les taux de ventilation à chaque étage d'un bâtiment commercial. Le système consiste en l'intégration d'une cheminée solaire au-dessus d'une façade double peau d'un bâtiment de 8 étages pour en augmenter l'effet cheminée (Figure 4). A l'aide d'une maquette³ et d'une approche CFD, l'influence des ouvertures est notamment étudiée sur les taux de ventilation. Des rapports de 3 sont observés entre les taux de ventilations des 1^{ers} et 8^{ième} étages. Une attention particulière est apportée aux dimensions des ouvertures à chaque étage. Elles conditionnent localement les débits d'air et globalement la position du niveau neutre⁴.

Des études similaires ont été faites sur des climats plus tempérés. **Garcia (2004)** a étudié à l'aide du logiciel TAS (outil d'analyse thermique des bâtiments (Thermal Analysis Software), développé dans le cadre de la tâche 27 de l'IEA), différentes stratégies de ventilation d'une façade double-peau intégrée à un bâtiment de 4 étages. Considérant une ventilation diurne, nocturne, une façade double-peau intégrée en face Sud ou Nord, prenant en compte l'orientation du vent, les résultats des taux de ventilation par étage sont présentés ainsi que les températures dans la façade double peau.

La gestion des façades double peau est toutefois nécessaire pour une utilisation optimale. **Stec (2005)** présente une étude de façade double peau couplée à la VMC. En comparant

² Une description des façades double peau est proposée sur www.bestfacade.com.

³ La maquette, à l'échelle 1/25, est basée sur la similitude des nombres de Grashofs (rapport des forces de flottabilité sur les forces de viscosités) corrigée sur la viscosité turbulente. Les auteurs estiment que tant que les intensités turbulentes sont similaires, les caractéristiques premières de l'écoulement sont indépendantes du nombre de Grashof.

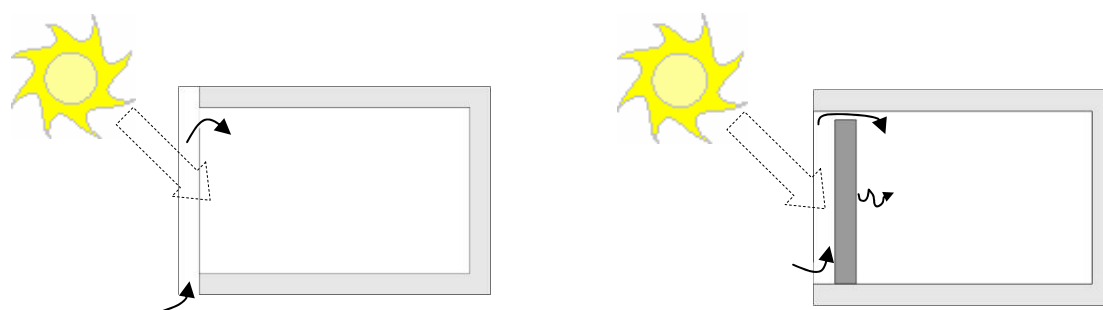
⁴ Point d'équilibre des pressions entre les ambiances intérieures et extérieures respectivement.

l'intégration d'une façade double peau et d'une façade traditionnelle pour différents types de climats, différentes stratégies de gestion des flux d'air sont analysées. Une configuration optimale permet de réduire les besoins de VMC pour contrebalancer en partie les coûts d'intégration d'une façade double peau.

II.1.1.2. Pré-chauffage et confort d'hiver

Axe de recherche ①

Les configurations présentées ci-dessus ont également été étudiées dans une configuration inverse. L'air extérieur pénètre en bas du système intégré et renouvelle ensuite l'air intérieur du bâtiment. Ces configurations sont soit découplées de la VMC (l'air circule dans le système pour un rendement optimal en convection forcée ou naturelle) soit intégrées à la VMC (la vitesse d'air n'est fonction que du taux de ventilation nécessaire pour le bâtiment). La Figure 5 présente les configurations de mur type Trombe et de façade double peau.



Façade double peau pour préchauffage de l'air neuf

Mur type Trombe pour préchauffage de l'air neuf

Figure 5 : Intégration de système dédiés au préchauffage de l'air neuf dans le bâtiment

Pour des climats tempérés (Allemagne), **Pottler (1999)** a étudié avec un modèle nodal 2D l'optimisation géométrique de capteur à air avec absorbeur à ailettes. D'après l'étude, un capteur solaire thermique sans ailettes et à un taux de ventilation de $70\text{kg/m}^2/\text{h}$ permet un gain d'énergie de 680MJ/m^2 durant la période de chauffe (Octobre à Avril). L'intégration d'ailettes espacées de 6mm sur la surface réceptrice du capteur permet un gain allant jusqu'à 900MJ/m^2 .

VanPaassen a étudié un couplage d'une façade double-peau avec la VMC [**VanPaassen, 2001**]. Suivant les auteurs, l'intégration d'une façade double-peau, munie d'une cavité d'une largeur de 0.2m, sur un immeuble de 4 étages permet un gain potentiel de 40% sur les consommations de chauffage. L'efficacité des façades double peau peut être considérablement augmentée (de plus de 70%) en contrôlant les flux d'air. Les forts gradients de températures sont toutefois à prendre avec précaution. L'utilisation de la façade double peau pour la ventilation nocturne nécessite l'installation de trappes automatiques et la paroi interne doit être isolée (pour les parties opaques). L'intégration de stores, asservis à l'ensoleillement, permet de limiter les apports directs et baisser ainsi les besoins de climatisation de près de 40%.

Sur une configuration plus proche de Pottler, **Fraisse (2004)** propose l'intégration d'une paroi parieto-dynamique pour les bâtiments à ossature légère. L'influence de la répartition des composants de part et d'autre de la cavité d'air est étudiée numériquement. Plusieurs configurations d'intégrations sont comparées. Outre le fait que les auteurs soulignent qu'un

nettoyage réguliers est nécessaire pour assurer une qualité d'air neuf suffisante, ils privilégient l'utilisation d'un capteur vitré avec circulation d'air derrière l'absorbeur (deux lames d'air).

D'autres configurations ont également été développées. Le SolarWall^{MD} (www.solarwall.com) breveté par la société *Conserval Engineering Ltd*, se compose d'une plaque métallique disposant de nombreux petits orifices permettant un appel d'air extérieur par élévation de la température derrière la plaque métallique. L'air est ensuite injecté dans l'habitation à une température supérieure à la température extérieure.

Des études globales sont aussi réalisées sur les bilans annuels de consommation de bâtiment intégrant des enveloppes hybrides (préchauffage de l'air neuf en hiver et tirage naturel en été). **Miyazaki (2006)** a étudié numériquement et pour le climat japonais le bilan annuel des consommations énergétiques d'une pièce de 36m³ intégrant un mur type Trombe en façade Sud. Trois modes de fonctionnement sont considérés : préchauffage de l'air neuf de novembre à avril, ventilation naturelle pour les mois de mai, juin et octobre et zone tampon (ventilation de l'extérieur vers l'extérieur) pour les 3 mois d'été (juillet, août, septembre). Les taux de renouvellement d'air assurés de façon naturelle (tirage thermique) sur l'année réduisent de près de 50% les besoins de ventilation mécanique. Les besoins en climatisation et chauffage sont également analysés sur l'année. Les besoins en chauffage sont réduits de près de 20% alors que les besoins en climatisation, dus aux températures extérieures importantes et un mode de fonctionnement en tirage naturel, sont augmentés de près de 11%. Le bilan annuel reste positif puisque 12% de réduction sont observés sur les consommations énergétiques des systèmes de chauffage et climatisation.

Les quelques études présentées sur les axes de recherche ① et ② montrent un intérêt certain sur les besoins énergétiques pour plusieurs climats. Toutefois, peu d'études intègrent l'influence du vent extérieur sur le tirage thermique (champ de pression autour du bâtiment). De plus, les problématiques de qualité de l'air, au travers de cavité ne sont quasiment jamais considérées. Enfin, le traitement des renouvellements d'air par des systèmes VMC semble aujourd'hui très intéressant sur les bilans énergétiques en récupérant l'énergie de l'air vicié (VMC double flux).

II.1.2. Systèmes pour l'enveloppe

En considérant cette fois les axes de recherche ③ et ④ du Tableau 2, le renouvellement d'air n'est plus considéré. Les stratégies sont les suivantes : utilisation de l'énergie solaire pour réchauffer l'air ambiant (axe ③) et utilisation de l'énergie solaire pour réchauffer les murs (axe ④ : les pertes locales sont augmentées mais le bilan global est positif). Un premier paragraphe présente quelques études dans l'axe ③. Celles relatives à l'axe ④ sont ensuite présentées.

II.1.2.1. Couplés à l'air ambiant

Axe de recherche ③

La Figure 6 schématise le type de système intégré à l'enveloppe.

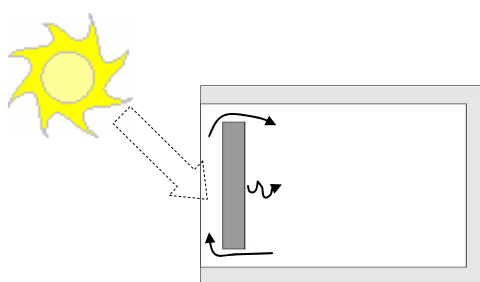


Figure 6 : Intégration de systèmes dédiés aux pertes par l'enveloppe et à l'optimisation des apports solaires, couplés à l'ambiance intérieure.

Parmi les études utilisant l'air intérieur comme fluide caloporteur, nous pouvons citer **Zalewski (1996)**, qui, lors de sa thèse de doctorat, a étudié le comportement d'un mur solaire composite (mur type Trombe avec contrôle passif des flux d'air). Les échanges locaux (rayonnement, convection, conduction) et globaux (bilan enthalpique sur les différents composants) sont étudiés en détail. Un modèle analytique est développé et comparé à des mesures expérimentales sur deux sites (Cadarache et Verdun-Thierville). Les mesures fluxmétriques sont notamment utilisées pour définir les corrélations des échanges convectifs les mieux adaptées à la géométrie ainsi que pour définir les caractéristiques thermiques du mur capteur. Un plan factoriel est également réalisé [**Zalewski, 2002**] pour cibler les paramètres les plus influents. L'épaisseur du mur capteur ne devrait pas être trop importante. Le coefficient d'absorption doit être par contre augmenté. L'épaisseur d'isolant et les sections d'ouverture n'ont que peu d'influence sur les performances énergétiques du mur composite. L'intérêt de ce type de système est démontré en intégrant toutefois un système de gestion autonome (contrôle de recirculation, de surchauffe) afin de ne pas être une contrainte pour l'occupant.

Sur le même type de configuration, **Mootz (1996)** a étudié numériquement l'influence de la largeur de la cavité d'air et de l'isolant sur les performances énergétiques. Le caractère antagoniste des cahiers des charges hivernales et estivales se retrouve aussi sur les configurations optimales : un compromis doit être fait entre performance et intégration « annuelle ». **Peuportier (1995)**, sur des géométries similaires a étudié l'influence d'un flux d'air en convection naturelle ou mixte ainsi que la mise en place d'un isolant transparent à la place du panneau de verre. L'utilisation d'un système en convection forcée avec un isolant transparent permet d'avoir les gains les plus importants comparés aux autres configurations (convection naturelle avec ou sans isolant transparent et système actif sans isolant transparent).

Bansal (1999) présente 4 bâtiments intégrant des systèmes solaires passifs type mur hypocauste pour le chauffage. L'auteur définit la largeur des cavités d'air ainsi que la capacité de stockage des murs ventilés (masse thermique) comme éléments déterminants sur les performances énergétiques.

Les systèmes Barra-Costantini ont été développés par O.Barra et T.Costantini vers la fin des années 1970. Ils considèrent 3 modes de fonctionnement suivant les saisons : circulation en boucle fermée pour les périodes hivernales, boucle ouverte en saison estivale (avec sur-ventilation nocturne) et utilisation des cavités comme zone tampon pour les périodes plus défavorables (nocturne ou nuageux en hiver). Des mesures expérimentales sur une maison individuelle de 380m³ et sur une école de 2000m³ ont permis de mettre en évidence les gains potentiels de ce type de système sur les consommations énergétiques des bâtiments ([**Barra, 1980**] ; [**Artese, 1981**]). Le système, mis en place dans plus d'une centaine de maisons à travers le monde [**Barra, 1987**], a également été adapté à des applications de l'industrie

agricole (tirage naturel dans une porcherie à Veron, en Italie). Pour un bon fonctionnement global, les auteurs préconisent l'utilisation d'une convection forcée pour contrôler les flux d'air dans les cavités.

Sur des configurations similaires, **Imessad (2004)** étudie les performances thermiques et la viabilité économique de ce type de système pour des climats d'Afrique du Nord. Les auteurs concluent sur l'intérêt de développer ce type de système puisque 60 à 70% de réduction ont été observés sur les besoins en chauffage pour trois climats d'Algérie. Des réalisations de systèmes similaires au Canada, ont montré des réductions significatives sur les consommations en chauffage. La *Chinese Alliance Church* à Calgary (Canada), surface de 3000m², réalisée par Tang Lee, intègre un système solaire similaire au système Barra-Costantini [**Lee, 1999**]. L'air chauffé par des capteurs solaires thermiques en toiture est injecté dans les murs internes en façade Nord. Les murs sont composés de parpaing de béton permettant à l'air de circuler dans les orifices des parpaings. Les surfaces extérieures étant isolées, la majeure partie de la chaleur stockée rayonne vers l'intérieur. L'air extrait s'évacue à l'intérieur de l'église. Les besoins en chauffage s'élèvent à 3000\$ par an contre plus de 10000\$ pour les églises de superficie similaire. Sans préciser les surfaces de capteur utilisées dans cet exemple, l'auteur propose des règles de conception sur ce type de système : surface de stockage, épaisseur et dimensionnement des surfaces de capteur. L'auteur n'intègre toutefois pas les vitesses dans les cavités ou les débits d'air recommandés (en convection forcée) ou observés (en convection naturelle).

Enfin, l'association OM Solar (www.omsolar.net) propose de l'aide à la conception sur des systèmes ventilés tels qu'ils ont été décrits précédemment. **He (2001)** présente des résultats d'une année de mesure sur une maison individuelle, sous un climat chaud et humide (Chine), intégrant un tel système avec une gestion active suivant les saisons et l'état du système à chaque instant (niveau de température aux différents endroits du système). Les auteurs concluent sur une amélioration du confort thermique toute l'année.

II.1.2.2. Découplés de l'air ambiant

Axe de recherche ④

La Figure 7 schématise le type de système intégré à l'enveloppe.

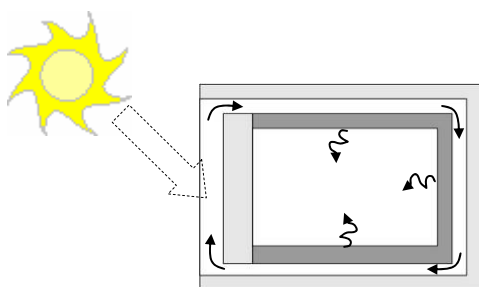


Figure 7 : Intégration de systèmes dédiés aux pertes par l'enveloppe et à l'optimisation des apports solaires, découplés de l'ambiance intérieure.

Quelques études se sont enfin focalisées sur l'intégration de composants découplés de l'air intérieur. En comparant les deux configurations (boucle ouverte avec l'air intérieur et boucle fermée (découplée de l'air intérieur)) **Fraise (2006)** met en évidence les plus faibles rendements des capteurs sur les systèmes en boucle fermée. En effet, les températures d'air en entrée de capteur étant moins basses, le rendement s'en trouve diminué. Toutefois, les auteurs

encouragent le développement de systèmes en boucle fermée car les débits imposés ne sont pas contraints par les taux de renouvellement d'air et les problématiques de qualité de l'air ne sont pas à considérer.

Dans la même idée du découplage entre l'air intérieur et les systèmes apportés à la façade, le confort d'été peut être augmenté en disposant de façades opaques ventilées. En effet, une partie du flux solaire reçu sur la façade est évacuée par ventilation vers l'extérieur, diminuant ainsi le flux reçu sur la paroi interne à la cavité. Sur ces configurations, **Ciampi (2003)** a étudié l'influence de murs ventilés ainsi que la répartition des composants de ces murs ventilés (isolants, matériaux inertes). Deux études sont proposées avec comme contrainte pour l'une : un type de façade intérieure et pour l'autre : un type de façade extérieure (considérant ainsi le neuf et la rénovation). Des économies d'énergie jusqu'à 40% peuvent être obtenues par une conception rigoureuse et des débits d'air importants. **Balocco (2002)** a étudié sur des configurations similaires l'influence de la largeur de la cavité sur les gains d'énergie en climatisation. Des largeurs de 7cm sont obtenues pour une configuration optimum l'été. Le système en configuration fermée (cavité d'air comme zone tampon) est annoncé également très performant pour l'hiver.

L'intégration de façade double peau comme zone tampon tant thermique qu'acoustique utilise également ce mode de fonctionnement (ventilation extérieure / extérieure). Les travaux d'**Arons (2000)**, de **Safer (2006)**, de **Saelens (2002)** reprennent également ce mode de fonctionnement dans des études plus globales sur les enveloppes double peau : l'écoulement interne ainsi que les performances énergétiques globales du bâtiment.

Sur une configuration similaire à celle de **Fraisse (2006)** en boucle fermée, **Tan (1997)** présente des résultats de mesures de vitesse sur des configurations en convection naturelle. Les réalisations sont respectivement de 10 et 13m de long et des vitesses jusqu'à 1.5m/s ont été mesurées. L'auteur ne présente toutefois pas de bilan énergétique ou de mesure de températures sur les systèmes présentés.

L'axe de recherche ③ a été privilégié dans la plupart des cas. En effet, il permet à la fois un stockage des quantités de chaleur dans l'enveloppe ainsi qu'une utilisation directe en injectant de l'air chauffé dans l'ambiance intérieure. Toutefois, les problématiques de qualité de l'air ne sont quasiment jamais considérées. Malgré des études moins nombreuses sur des systèmes découplés de l'air intérieur (axe de recherche ④), des résultats intéressants sont obtenus à la fois pour le confort d'été et pour le confort d'hiver. Une utilisation plus effective de ces systèmes peut être obtenue en utilisant la chaleur latente comme élément de stockage dans l'enveloppe.

Les paragraphes suivants introduisent l'utilisation de chaleur latente comme élément de stockage en thermique du bâtiment.

II.2. Systèmes intégrant des MCP dans le bâtiment

L'utilisation de chaleur latente comme élément de stockage en thermique du bâtiment se généralise aujourd'hui dans les laboratoires. En effet, un moyen de limiter les besoins énergétiques est de stocker d'importantes quantités d'énergie dans l'enveloppe. Les pertes seront certes augmentées mais le bilan global du bâtiment s'en trouve réduit. De nombreuses études sont présentées dans la littérature concernant l'intégration de MCP dans l'architecture solaire et/ou dans des applications en solaire thermique. **Tyagi (2006)** présente un état de l'art de l'utilisation des MCP dans le bâtiment. Outre les caractéristiques thermiques, cinétiques et

chimiques nécessaires à l'intégration des MCP dans le bâtiment, une classification des applications est proposée. L'intégration de MCP dans des configurations type mur Trombe, en paroi, couplée à un système de chauffage et climatisation au sol ou en toiture est abordée aux travers d'une bibliographie. Il y est notamment reporté les avantages de l'intégration des MCP : taux de chaleur par unité de volume beaucoup plus importante, ainsi que le fort potentiel d'intégration de ces matériaux. L'objectif étant double : augmenter le confort thermique intérieur (en limitant les dynamiques de température ambiante) et diminuer les consommations énergétiques des bâtiments (amortissement des pics de température et donc des besoins en puissance nominale des éléments actifs). Des rapports similaires ont également été faits dans le cadre des études de l'agence internationale de l'énergie. **Principi (2005)**, pour l'annexe 44, établit un état de l'art sur l'utilisation des MCP dans le bâtiment. Le rapport final de l'annexe 17 [**IEA-A17, 2005**] propose également une étude complète sur l'utilisation en général des MCP et sur les applications potentielles dans le bâtiment en particulier.

A partir de quelques études de la littérature, les différents types d'intégration sont présentés dans la suite. Les intégrations dans des enveloppes traditionnelles puis à des enveloppes hybrides, telles qu'elles ont été définies précédemment, et enfin en couplage avec des éléments actifs (climatisation et chauffage) sont traitées dans les paragraphes suivants.

II.2.1. Intégration dans des enveloppes traditionnelles

L'intégration de MCP dans l'enveloppe a déjà fait l'objet de nombreuses études et a même abouti à la commercialisation de panneaux dans lesquels des MCP sont injectés dans des plaques de plâtre (Micronal[®] BASF) ou encore enfermés, sur 5mm d'épaisseur, entre deux films d'aluminium (Energain[™] Dupont[™]). Dans les deux cas, plusieurs dimensions (surfaces) sont possibles. Parmi les études recensées dans la littérature, **Athienitis, (1997)** a étudié l'influence de matériaux à changement de phase disposés en surface intérieure et soumis au rayonnement direct sous le climat canadien (à Montréal). Des plaques de plâtres imprégnées de MCP (25% en poids) ont été mises en place sur les murs verticaux d'une cellule test de 6.26m² et 2m de plafond. Les MCP utilisés avaient une plage de fusion de 16 à 20,9°C. Un système de chauffage au sol assurait le maintien de la température intérieure à 23°C en journée et 16°C la nuit. Le système a été mesuré durant un hiver canadien. Les mesures ont été comparées à un modèle analytique 1D par paroi et de très bons accords ont été observés sur les températures de surface contenant des MCP. L'effet des MCP se ressent sur la température radiante moyenne. Les auteurs concluent sur un gain significatif sur les besoins en chauffage et une augmentation du confort thermique.

Une étude plus globale sur l'intégration des MCP dans l'enveloppe est réalisée par **Ahmad (2005)** durant ses travaux de thèse de doctorat. Des paraffines et eutectiques y sont notamment comparés de façon expérimentale, dans des cellules test de 1m³, et numériquement à l'aide d'un modèle 3D implanté dans l'environnement TRNSys. L'effet du stockage par chaleur latente est mis en évidence sur des températures intérieures plus basses de près de 10°C en été et plus hautes de plus de 5°C en hiver (il faut noter que les cellules sont fermées et de faible volume, les températures ambiantes dans les cellules atteignent les 60°C en été).

Kondo (2000), sur des cellules de 20m³ a observé l'effet de l'intégration d'un MCP (de température de fusion de 25°C) en surface intérieure. Les effets sont également ressentis sur la température radiante moyenne, sur les besoins en climatisation ainsi que sur l'amortissement ponctuelle de température intérieure. **Darkwa (2006)** a étudié numériquement et pour des conditions hivernales, l'effet de l'intégration de MCP. Deux types

d'intégration y sont comparés : injection homogène dans des plaques de plâtre de 12mm et revêtement de surface (coté intérieur) de 2mm d'épaisseur, composé de MCP. Les quantités de MCP étant identiques dans les deux cas. Les auteurs concluent sur une meilleure utilisation de la chaleur latente avec le revêtement de surface qu'avec la plaque de plâtre imprégnée de MCP.

II.2.2. Intégration dans des enveloppes hybrides

On recense peu d'étude de ce type. **Tyagi (2006)** présente quelques études dans ce domaine sur des configurations de type mur Trombe. Toutes les études datent des années 1980 et l'apport des MCP dans le mur capteur n'est jugé significatif par rapport à un matériau inerte que pour de faibles épaisseurs. La configuration des enveloppes hybrides était dans tous les cas en préchauffage de l'air neuf.

Plus récemment, **Athienitis (2005)** a étudié numériquement et expérimentalement l'intégration de MCP dans des double-peau équipées de cellules photovoltaïques. L'air circulant dans les cavités est utilisé pour le renouvellement d'air dans le bâtiment et pour limiter les hautes températures à l'aval des cellules photovoltaïques (les cellules photovoltaïques ont une très forte dépendance du rendement aux températures). Les MCP sont donc utilisés à la fois pour limiter les fluctuations de température du renouvellement d'air et pour absorber les trop fortes températures, diminuant le rendement des cellules photovoltaïques. Les auteurs concluent sur une utilisation effective de la chaleur latente à la fois sur ces deux aspects et sur un rendement de 70% de l'énergie solaire (à la fois électrique et thermique).

Szymocha (2005) présente des résultats de mesures d'une maquette intégrant en face extérieure des capteurs avec matériaux à changement de phase. Les MCP sont disposés derrière des panneaux de verre à la façon de capteur solaire. L'objectif est de maintenir une température de surface extérieure plus haute que la température ambiante extérieure pour limiter les déperditions. Les résultats montrent, sur un hiver canadien, des températures de surfaces sur les MCP, voisines de 20°C jusqu'au petit matin (pour des températures extérieures faiblement négatives). Des comparaisons sur des maquettes similaires, construites avec des matériaux traditionnels (laine de verre), montrent des réductions de 50% sur les besoins énergétiques nécessaires au maintien d'une température intérieure de 20°C.

II.2.3. Intégration dans des éléments actifs

Le couplage de MCP avec les systèmes actifs (chauffage, climatisation, ventilation) a pour objectif de diminuer les besoins énergétiques des systèmes sans dégrader leur efficacité. **Laouadi (1999)** a étudié l'intégration de MCP pour limiter la demande électrique en heure pleine. En contact avec un dispositif de chauffage, la « recharge » des MCP se fait en heure creuse, la restitution de chaleur limite ensuite les demandes d'énergie en heure pleine.

L'intégration de MCP dans des systèmes de climatisation a également été étudiée en Australie [**Vakilaltojjar, 2001**] ou encore au Japon [**Yamaha, 1998**]. L'idée est toujours de faire passer l'air ambiant dans des échangeurs avec MCP pour le réchauffer ou le refroidir.

Les MCP comme éléments de stockage pour les capteurs solaires thermiques ont également été étudiés [**Bansal, 1992**]. L'air intérieur circule dans l'élément de stockage pour être réchauffé ou refroidi selon le type de MCP. **Kurklu (2002)** a étudié les performances d'un

capteur solaire thermique à eau intégrant un MCP pour l'eau chaude sanitaire. Le MCP est utilisé pour stocker les quantités de chaleur en journée, isoler les canalisations du capteur solaire de l'ambiance extérieure (à l'arrière du capteur) et pour limiter les baisses de température en restituant les quantités d'énergie la nuit. Les auteurs présentent des températures d'eau toujours supérieures à 30°C la nuit (pour des températures d'air extérieur entre 0 et 10°C). Les capteurs ainsi développés sont également annoncés plus légers et moins coûteux que les capteurs traditionnels.

Saman (2005) a étudié l'intégration de MCP comme élément de stockage pour un capteur solaire thermique disposé en toiture. Le dispositif est utilisé pour préchauffer l'air neuf et est couplé à la VMC. L'air, chauffé par le capteur, passe dans un échangeur contenant des MCP et est ensuite injecté dans le bâtiment.

L'intégration de MCP dans le bâtiment permet d'avoir des amortissements ponctuels ou un stockage plus étalé des quantités de chaleur suivant son emplacement. **Kuroki (2002)** a comparé numériquement les effets d'une intégration de MCP couplée à la VMC ou passivement dans l'enveloppe. Un couplage avec la VMC permet d'amortir les pics de température en journée. Soumis aux dynamiques des températures extérieures, le matériau stocke des quantités d'énergie durant la journée et les restitue la nuit. Par contre, l'effet est invisible sur les gains internes et l'impact sur les besoins en climatisation est alors réduit. L'intégration de MCP découplés de la VMC (intégration passive dans l'enveloppe) a un effet différent. Le changement de phase permet d'emmagasiner progressivement les quantités de chaleur, ayant un effet direct sur l'ambiance intérieure (et sur les besoins en climatisation). Par contre il est nécessaire de sur-ventiler la nuit pour cristalliser le MCP. Une succession de fortes chaleurs, ne permettant pas la cristallisation du matériau, le rendra alors inefficace.

Plusieurs types d'intégration de MCP ont été étudiés en thermique du bâtiment. Deux aspects sont majoritairement traités, amenant des conclusions différentes. L'intégration à l'enveloppe, pour augmenter l'inertie du bâtiment a un effet direct sur l'ambiance intérieure mais nécessite une forte sur-ventilation pour assurer la cristallisation du matériau. Un couplage avec un système actif permet une utilisation plus effective de la chaleur latente. Des rendements plus intéressants sont observés sur les éléments actifs (climatisation ou chauffage).

II.3. Conclusion

Bien que la considération des ressources énergétiques locales dans la conception des enveloppes du bâtiment ait commencé il y a déjà plusieurs siècles, les recherches pour une meilleure intégration, compréhension des impacts se poursuivent activement dans de nombreux laboratoires. Malgré toutes les études sur les systèmes solaires intégrés à l'enveloppe, très peu de règles de conception ont été établies. En effet, les auteurs concluent généralement sur l'impossibilité d'étendre les conclusions de leurs études à d'autres climats ou géométries. Même si des études approfondies s'imposent au cas par cas, on peut toutefois tirer des grandes lignes concernant l'optimisation de capteurs intégrés en façades. Ces grandes lignes sont valables pour un confort estival, favorisé par le tirage naturel, et pour un confort hivernal, favorisé par le préchauffage de l'air neuf ainsi qu'un stockage localisé :

- Utilisation d'un double vitrage pour la couverture extérieure (ou paroi plus isolante qu'un simple vitrage) ;

- Utilisation d'une isolation en face arrière du mur absorbeur pour découpler le capteur de l'ambiance intérieure ;
- Utilisation d'une convection maîtrisée (pour certains types de climat).

Les études au cas par cas permettent ensuite de définir :

- Les dimensions des ouvertures hautes et basses ;
- Les surfaces de capteurs ;
- Les dimensions du stockage (masse thermique en sensible ou latent) ;
- Les débits de circulation (couplés au renouvellement d'air ou non).

Enfin, la grande majorité des études sur l'intégration de composants solaires thermiques à l'enveloppe utilise l'air ambiant comme fluide caloporteur. L'objectif est double : réchauffer l'air ambiant pour contrer en partie les pertes par renouvellement d'air et stocker des quantités d'énergie. Toutefois, aucune étude n'intègre les problématiques de qualité de l'air intérieur. Le passage dans des cavités de sections réduites est favorable aux accumulations de poussières. Les transferts d'humidité ne sont pas forcément maîtrisés et des moisissures peuvent apparaître. D'autre part, les débits imposés pour le renouvellement d'air ne sont pas toujours optimums pour les rendements thermiques des systèmes.

Concernant les capacités de stockage de chaleur dans le bâtiment, l'utilisation des matériaux à changement de phase s'est répandue dans les laboratoires. Cependant, une utilisation effective est confrontée à un problème inhérent à ces matériaux : les faibles conductivités thermiques des deux phases (solide et liquide). L'intégration passive de MCP dans l'enveloppe, du fait des faibles échanges convectifs (convection naturelle avec l'ambiance), est la plus problématique. Une utilisation plus effective est obtenue par une intégration de MCP dans des systèmes actifs. Les coefficients d'échange plus importants (convection forcée) favorisent les transferts de chaleur entre le matériau et son environnement.

L'ensemble des études et problématiques soulevé dans les paragraphes précédents, amène à proposer une nouvelle enveloppe hybride. Contrairement à la plupart des études faites par le passé, cette enveloppe hybride ne doit pas se focaliser sur une période en particulier. Une vision annuelle et une approche globale (intégrant le volume intérieur) sont nécessaires à sa conception. Le fonctionnement et l'approche de travail sur ce nouveau concept sont présentées dans la suite.

III. Concept étudié

L'objectif du présent travail est de concevoir une enveloppe hybride à double fonction : protection / production. L'idée est de récupérer au mieux les énergies disponibles de l'environnement proche, de les distribuer et de les gérer suivant les besoins intérieurs ponctuellement (de façon dynamique).

Les systèmes solaires intégrés tels qu'ils ont été étudiés par Barra, Imessad, Lee, ou Fraisse montrent des réductions significatives sur les besoins en chauffage. Les parois ventilées, étudiées par Ciampi ou Balloco, permettent de réduire jusqu'à 40% la demande énergétique pour le confort d'été. Il faut bien sûr noter que les dynamiques des climats sur ces études sont relativement différentes. Néanmoins, l'intérêt de ce type de système est mis en évidence.

L'utilisation de MCP dans le bâtiment apporte une forte capacité de stockage dans de faibles volumes. D'autre part, la disposition (lieu d'intégration) des ces matériaux influence grandement leurs effets. Une intégration dans l'enceinte du bâtiment permet un amortissement étalé alors qu'une intégration couplée aux dynamiques extérieures (système de renouvellement d'air) permet un amortissement ponctuel des températures.

Le présent travail tente de proposer une configuration d'enveloppe hybride capable de s'adapter à l'environnement proche. Il s'agit de garantir un certain niveau de confort thermique tout en respectant les fonctionnalités de base de l'enveloppe. L'enveloppe doit alors répartir au mieux les énergies captées, disposer d'un fort potentiel de stockage de chaleur et bénéficier des deux dynamiques disponibles (interne : inertie + isolation ; et externe : ambiance extérieure).

Le principe du système, son fonctionnement ainsi que l'approche de travail sont présentés dans la suite.

III.1. Descriptif du système

Partant des constats établis dans les paragraphes précédents, des pistes d'améliorations sont possibles, à la fois sur les systèmes solaires intégrés et sur l'utilisation de la chaleur latente. En disposant de cavités d'air tout autour de l'enveloppe (cf. Figure 7), il est possible d'augmenter le confort thermique estival en autorisant un nouveau mode de fonctionnement. En considérant un fonctionnement en boucle ouverte avec l'extérieur, les quantités de chaleur stockées dans la masse peuvent ainsi être évacuées. Une intégration de MCP dans les panneaux d'inertie (toujours dans le même concept) permet une utilisation effective de la chaleur latente. Les coefficients d'échange sont renforcés par les cavités d'air (convection forcée) et les transitions de phase mieux maîtrisées.

Les points suivants sont à la base des évolutions proposées dans cette étude.

- Intégration de systèmes de protection solaire amovibles :
 - ➔ Limiter les apports externes en fonction du zénith et de la saison (zénith identique mais besoins différents en mars et en août par exemple) ;
- Intégration des dynamiques extérieures :
 - ➔ Evacuer la chaleur accumulée dans les parois de stockage ;
- Vitesse d'air maîtrisée au sein des cavités :
 - ➔ Maîtriser les échanges convectifs internes aux cavités ;
- Intégration de MCP dans les parois de stockage :
 - ➔ Créer une dynamique de stockage / restitution de chaleur plus effective.

La configuration retenue est alors la suivante : il s'agit d'une enveloppe ventilée tout autour du bâtiment. La face Sud est définie comme un capteur solaire léger (sans élément de stockage) et isolé de l'ambiance intérieure. Les parois solides délimitant les cavités d'air de l'ambiance extérieure sont isolées et celles délimitant les cavités d'air de l'ambiance intérieure sont soit des éléments de stockage soit des panneaux légers. Plusieurs modes de fonctionnement sont applicables suivant les sollicitations et les besoins internes. Les Figure 8 et Figure 9 illustrent les principes de fonctionnement du système pour les périodes hivernale et estivale (les surfaces grisées claires représentent l'isolation, les surfaces grisées foncées représentent l'inertie).

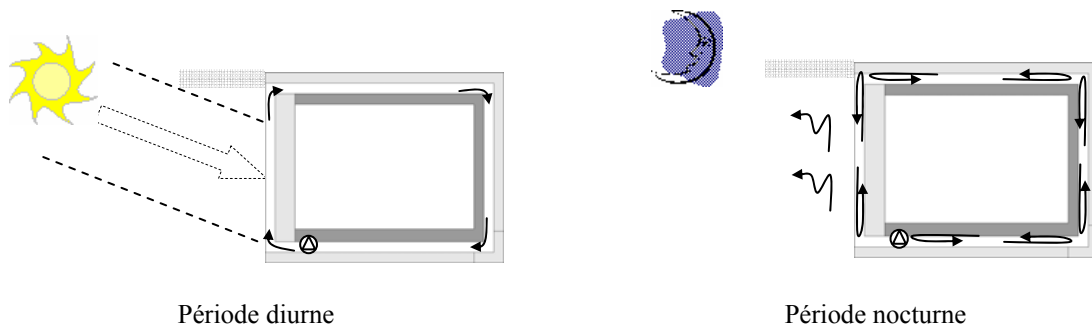


Figure 8 : Fonctionnement hivernal du concept étudié

En période hivernale (Figure 8), il s'agit de capter au mieux l'énergie solaire et de la distribuer autour de l'enveloppe durant la journée. La nuit ou en absence de source (ciel nuageux), il s'agit de se protéger des pertes radiatives avec l'atmosphère et d'utiliser les cavités comme zone tampon.

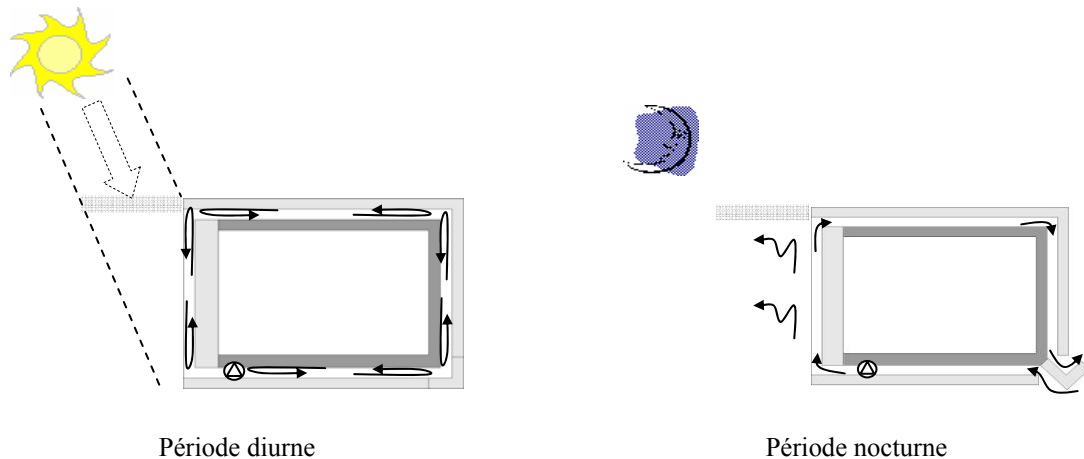


Figure 9 : Fonctionnement estival du concept étudié

Le scénario est inversé en période estivale (Figure 9) où le système doit se protéger des hausses de températures de l'ambiance extérieure durant la journée et utiliser les cavités comme zone tampon. La nuit, il s'agit de sur-ventiler les parois de stockage et refroidir ainsi la masse thermique disponible.

Les panneaux d'inertie intègrent des MCP. Ils sont ainsi considérés comme de véritables accumulateurs thermiques avec lesquels le système doit composer.

Ces schémas de principe illustrent les différents modes de fonctionnement. Des algorithmes d'asservissement amènent le système à évoluer dynamiquement suivant les sollicitations extérieures et l'ambiance intérieure. Durant les intersaisons, il est fréquent d'avoir une succession de jours chauds suivant quelques jours frais et vice versa. Les algorithmes permettent alors de s'adapter réellement à l'environnement proche.

Un des points principaux de cette approche globale est la gestion du système suivant les sollicitations. L'enveloppe hybride devient un véritable système actif qu'il est nécessaire de gérer.

III.2. Approche de travail

L'évaluation de ce type d'enveloppe nécessite plusieurs étapes. Une première consiste en la définition des outils d'évaluation (numérique et expérimentale). Une deuxième, à partir de ces outils, est de caractériser le comportement d'un tel système. Un des aspects novateurs réside dans le couplage de la ventilation dans l'enveloppe avec l'intégration de MCP. Il s'agit d'identifier les apports de chacun puis du couplage sur le confort thermique et sur les besoins énergétiques. Une troisième étape consiste en la définition des algorithmes de gestion optimums sur le système. Enfin, une quatrième étape consiste en l'étude (numérique et/ou expérimentale) sur des cas réels avec des scénarii d'habitation ou de fonctionnement des bâtiments.

Les deux premières étapes sont traitées dans la suite. Des propositions et axes de recherche sont introduits en fin de document concernant les deux dernières.

Pour la première étape, les deux outils, numérique et expérimental, ont été choisis. En effet, l'outil numérique permet des études sur différentes géométries, matériaux, climats. L'outil expérimental permet dans un premier temps de valider l'outil numérique et dans un deuxième temps de mieux comprendre la physique de l'enveloppe étudiée. Les deux outils ont été développés dans le cadre de ce travail et sont présentés en détails dans la suite du document. La caractérisation du système (deuxième étape) est ici traitée exclusivement avec l'outil numérique. Les paramètres influents sont tout d'abord identifiés par une méthode d'analyse de sensibilité globale. Ensuite, à partir d'un algorithme de gestion, les apports de la ventilation, de l'intégration des MCP et du couplage sont analysés. En référence, une enveloppe non ventilée, intégrant ou non des MCP est également analysée. Deux climats sont considérés : climats caractéristiques de la ville de Grenoble et de la ville de Nice.

IV. Conclusion

Ce premier chapitre a permis de définir le cadre de l'étude, les axes de recherche empruntés jusqu'alors ainsi que les voies potentielles d'amélioration. Le travail réalisé ici tente de proposer des solutions aux problématiques identifiées.

Deux axes de recherche sont ainsi privilégiés :

- La gestion de l'énergie solaire par une optimisation du stockage et une distribution de cette énergie ;
- La dynamique des enveloppes par l'introduction de la dynamique extérieure dans l'ambiance intérieure suivant les besoins et sollicitations.

Un nouveau concept d'enveloppe hybride est proposé. Ce travail a pour ambition de fournir les premiers éléments d'évaluation de cette enveloppe. Il s'agit de définir un code de simulation adapté au système ainsi qu'une cellule expérimentale. Cette dernière permet tout d'abord de valider le code de simulation et ensuite de fournir des données expérimentales permettant de mieux comprendre la physique de l'enveloppe. Une première évaluation est ensuite proposée sur deux climats différents. Les apports de la ventilation sont analysés par rapport à une enveloppe non ventilée. Les apports du stockage par chaleur latente sont quantifiés par rapport à un stockage par chaleur sensible.

Les cibles principales de l'étude sont les besoins énergétiques et le confort thermique. Ces derniers sont analysés sur des périodes représentatives pour les deux climats.

La notion de confort thermique est limitée ici à l'influence de l'enveloppe. Les températures de surface, la température radiante moyenne, la température intérieure et la température résultante sèche seront utilisées pour caractériser le confort thermique.

La définition des deux outils est présentée en détail dans la suite. La cellule expérimentale est ensuite utilisée pour valider le code numérique. Le code est enfin utilisé pour identifier les paramètres influents et définir les gains potentiels de cette nouvelle enveloppe.

Chapitre II

MODELISATION NUMERIQUE

INTRODUCTION	45
I. MODELE NUMERIQUE	46
II. MODELISATION D'UNE ENVELOPPE VENTILEE.	47
II.1. ECHANGES THERMIQUES RADIATIFS	49
II.1.1. Courtes longueurs d'onde	49
II.1.2. Grandes longueurs d'onde	50
II.1.3. Synthèse des échanges radiatifs	52
II.2. ECHANGES THERMIQUES CONVECTIFS	53
II.2.1. Avec l'extérieur	53
II.2.2. Avec le volume intérieur	54
II.2.3. Dans les cavités d'air	54
II.2.4. Synthèse des échanges convectifs	56
II.3. ECHANGES THERMIQUES CONDUCTIFS	57
II.4. EQUATIONS BILANS DES DIFFERENTS ELEMENTS DU SYSTEME	57
II.4.1. Bilan sur le volume intérieur	58
II.4.2. Bilan au sein d'un milieu solide	58
II.4.3. Bilan sur une surface en contact avec l'environnement extérieur	58
II.4.4. Bilan sur une surface en contact avec l'environnement intérieur	59
II.4.5. Bilan sur une surface en contact avec la cavité d'air	59
II.4.6. Bilan au sein de la cavité d'air	60
III. MODELISATION SPECIFIQUE AUX MATERIAUX A CHANGEMENT DE PHASE	63
III.1. CAPACITE EFFECTIVE EQUIVALENTE	63
III.2. CONDUCTANCE EQUIVALENTE	65
IV. SYNTHESE DU MODELE	66
IV.1. COUPLAGE ET CONDITIONS AUX LIMITES	66
IV.2. SYNTHESSES DES HYPOTHESES	67
IV.3. LE SCHEMA NUMERIQUE	67
V. CONCLUSION	70

Introduction

Ce chapitre est dédié à la présentation du code de simulation développé dans le cadre de ce travail. L'objectif du code est d'évaluer de manière globale l'enveloppe hybride proposée. Un certain nombre d'outils ont déjà été développés pour simuler le comportement énergétique des bâtiments (DOE, Energy +, SPARK, COMFIE, TRNSys , ESPr, SIMBAD, parmi d'autres). Toutefois, le système étudié est, sur plusieurs points, spécifique : géométrie, asservissement, intégration de matériaux à changement de phase. De plus il est important de maîtriser l'ensemble des choix de modélisation. La modélisation de tous les éléments du système (paroi, volume intérieur, cavité d'air, transition de phase) a donc donné lieu à plusieurs modèles élémentaires. Ces modèles sont ensuite couplés entre eux dans l'environnement TRNSys, pour former le système d'enveloppe hybride défini au premier chapitre.

Les paragraphes qui suivent s'organisent de la façon suivante : La méthode de modélisation numérique est tout d'abord présentée ; Les modélisations des différents modes de transferts thermiques sont ensuite introduites en distinguant pour les échanges convectifs les régimes d'écoulements : forcés ou naturels ; Une approche est proposée concernant l'estimation de la vitesse du fluide dans une configuration en thermosiphon⁵ boucle fermée ; La modélisation des phénomènes de changement de phase est ensuite traitée, pour aboutir sur les équations bilans au sein de chaque élément du système. Une synthèse du modèle avec ses hypothèses et son schéma de résolution clôt ce chapitre.

⁵ Une configuration en thermosiphon signifie un fonctionnement en boucle fermée et sous un régime de convection naturelle. Les gradients de température dans les cavités verticales, dans le champ gravitationnel, engendrent une circulation de l'air tout autour de l'enveloppe.

I. Modèle numérique

Le modèle construit est basé sur les principes de la modélisation nodale. Cette dernière consiste en la discrétisation en espace du système enveloppe ventilée. Deux variantes de modélisation existent concernant l'intégration des conditions aux limites de la discrétisation. L'une dite « avec nœud de surface » et l'autre dite « sans nœud de surface », où l'on intègre une capacité aux surfaces des composants modélisés (contrairement aux modélisations avec nœud de surface) [Lagonotte, 1999].

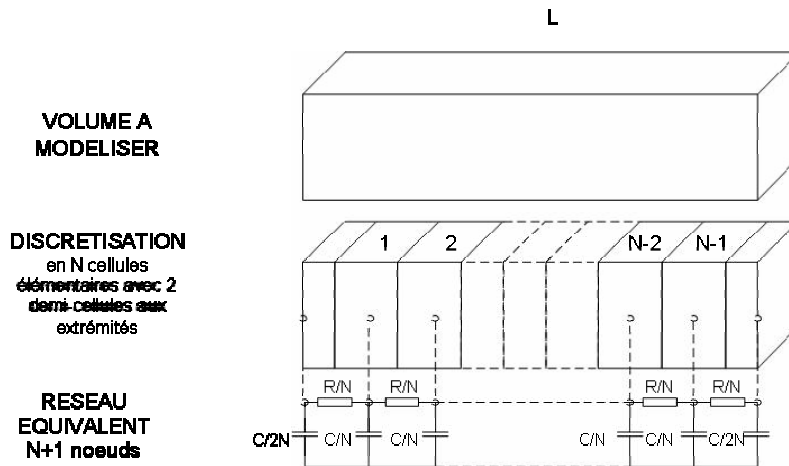


Figure 10 : Modélisation sans nœud de surface et représentation sous forme de réseau électrique [Lagonotte, 1999]

Un schéma sans nœud de surface est utilisé ici, il permet un couplage de modèles élémentaires aisé par l'intermédiaire des capacités de surface. Les liaisons entre composants solides introduisent des conductances de contact. Les liaisons entre une surface et un milieu fluide (cavité, milieu extérieur, milieu intérieur) introduisent ensuite des conductances convectives et/ou radiatives selon les modes de transferts modélisés. La Figure 10 schématise la discrétisation nodale sans nœud de surface sous forme de réseau par analogie thermoélectrique.

Le schéma de discrétisation utilise la méthode des différences finies. Pour une discrétisation comportant N mailles, le modèle global comportera N+1 nœuds et autant d'équations différentielles. Pour un milieu homogène, chacune des résistances prendra la valeur donnée par l'expression (4).

$$R_i = \frac{R}{N} \quad (4)$$

Avec R la résistance globale définie suivant l'expression (5).

$$R = \frac{L}{k} \quad (5)$$

Avec k la conductivité thermique du matériau et L l'épaisseur.

De la même manière, les capacités en chaque nœud interne sont définies par l'expression (6).

$$C_i = \frac{C}{N} \quad (6)$$

Avec C la capacité globale du matériau définie suivant l'expression (7).

$$C = \rho C_p L \quad (7)$$

Les deux capacités de surface prennent des valeurs données par l'expression (8).

$$C_1 = C_N = \frac{C}{2.N} \quad (8)$$

Les conductances et capacités doivent naturellement vérifier les principes des expressions (9) et (10) sur les résistances et capacités respectivement.

$$R = \sum R_i \quad (9) \quad \text{et} \quad C = \sum C_i \quad (10)$$

L'équation de bilan enthalpique, en 1D sans source de chaleur, d'une variable Ψ pour un nœud i considéré s'exprime alors par l'expression (11).

$$C_i \frac{\partial \Psi(t)}{\partial t} = K_{i-1,i} (\Psi_{i-1}(t) - \Psi_i(t)) + K_{i+1,i} (\Psi_{i+1}(t) - \Psi_i(t)) \quad (11)$$

Avec C_i la capacité associée au nœud i, $K_{i-1,i}$ et $K_{i+1,i}$ les conductances de liaison (inverse des résistances) entre les nœuds i-1 et i, et i+1 et i respectivement.

La démarche présentée ci-dessus est également applicable pour une modélisation 2D ou 3D et dans tout type de milieu : solide, fluide et gaz. La définition des conductances modélise les liaisons entre les nœuds de discrétisation en espace. Les capacités modélisent les effets inertiels de ces mêmes nœuds.

Les différentes conductances caractérisent les transferts thermiques entre nœuds en espace. Elles représentent des transferts thermiques d'origine convective, radiative ou conductive.

Concernant une enveloppe ventilée, délimitée par des composants solides, les approches choisies pour modéliser les différents modes de transfert sont présentées dans la suite.

II. Modélisation d'une enveloppe ventilée.

Une enveloppe ventilée se compose d'une cavité de fluide délimitée par des parois solides, elles même définies par un ou plusieurs composants. La Figure 11 schématise une enveloppe ventilée.

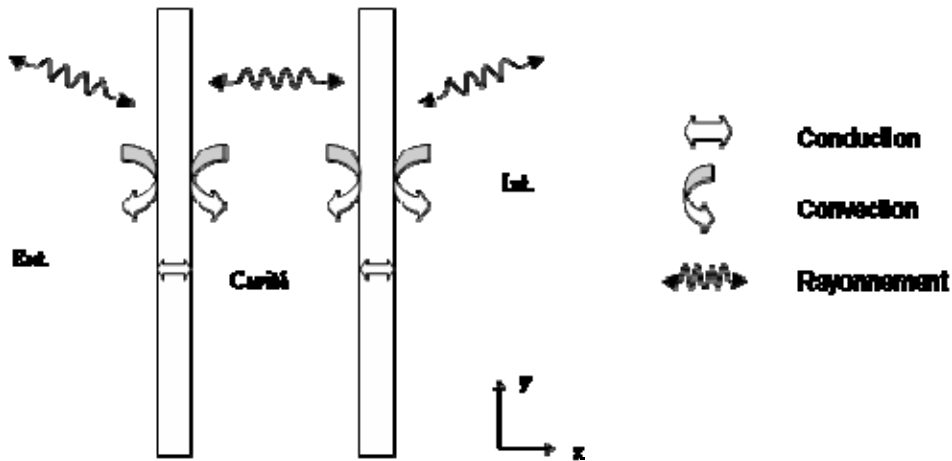


Figure 11 : Schématisation d'une enveloppe ventilée

La Figure 12 représente son équivalent par analogie thermoélectrique avec K les conductances et C les capacités (indice r pour les échanges radiatifs, c pour les convectifs, i et j pour les conductifs dans les parois i et j , indice f pour le fluide et indice a pour le transport (advection) d'énergie).

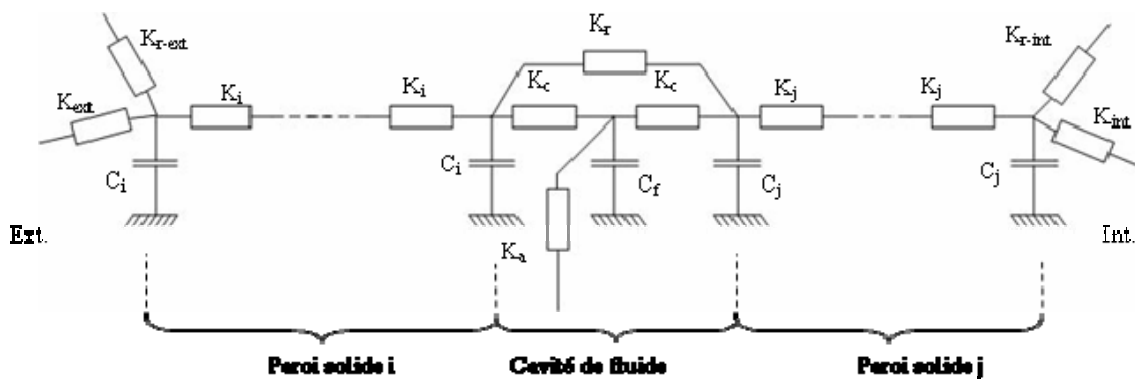


Figure 12 : Schématisation par analogie électrique d'une enveloppe ventilée

Un certain nombre d'hypothèses sont nécessaires pour rendre modélisables les phénomènes physiques y prenant place. Quand cela sera possible les hypothèses seront validées par des mesures expérimentales et présentées dans le Chapitre IV « Validation expérimentale ».

L'hypothèse principale, généralement acceptée en thermique du bâtiment, concerne l'homogénéisation des températures de surface. En effet, seuls les flux transversaux aux parois (suivant l'axe x) sont considérés dans la suite du modèle.

Les autres hypothèses faites seront introduites au fur et à mesure de leurs utilisations. La majeure partie de ces hypothèses sera introduite lors de la définition des coefficients d'échanges exprimant les différents modes de transfert, notamment radiatifs et convectifs.

Dans la suite les modélisations des transferts radiatifs, convectifs puis conductifs sont présentées.

II.1. Echanges thermiques radiatifs

Les échanges thermiques de forme radiative sont généralement présentés en thermique du bâtiment sous deux classes : échanges courte longueur d'onde ($\lambda < 2.5\mu m$) et échanges grande longueur d'onde ($\lambda > 2.5\mu m$) [Roux, 2000]. Cette distinction est nécessaire pour prendre en compte le comportement variable suivant les longueurs d'onde de certains matériaux de bâtiment. Le verre par exemple est considéré opaque aux grandes longueurs d'onde et dispose pourtant d'un coefficient de transmission non nul au spectre énergétique (intégrant le visible).

La classe d'échange courte longueur d'onde correspond aux apports solaires (dont le maximum du spectre est dans le domaine du visible) et la classe des grandes longueurs d'onde correspond aux échanges thermiques entre parois, ou entre l'individu et son environnement.

Outre les niveaux de température des corps considérés, les échanges radiatifs font intervenir les propriétés de surface de ces corps. Ces propriétés seront introduites au fur et à mesure de leur utilisation.

II.1.1. Courtes longueurs d'onde

Le flux solaire reçu par une surface extérieure représente une source de chaleur et s'exprime selon l'expression (12).

$$\Phi = \alpha.S.G \quad (\text{W}) \quad (12)$$

Avec α (-) le coefficient d'absorption du spectre énergétique de la surface S (m^2) et G le flux solaire total (direct et diffus (intégrant l'albédo)) en W/m^2 .

Toutes les surfaces extérieures sont soumises à ce flux de chaleur, les surfaces exposées au nord n'étant soumises qu'au rayonnement diffus.

Les apports solaires au travers de vitrages représentent des sources de chaleur sur les surfaces internes. Ils sont généralement appelés apports solaires directs. Ils sont définis par l'expression (13).

$$\Phi = \alpha.\tau(\theta).S_t.G \quad (\text{W}) \quad (13)$$

Avec S_t (m^2) la tâche solaire sur la surface considérée et τ (-) le coefficient de transmission du vitrage (fonction de l'angle d'incidence θ du rayonnement solaire sur la surface). Il est défini pour un double vitrage, composé des vitres 1 et 2, en tenant compte des inter-réflexions (équivalent à une somme géométrique) par l'expression (14).

$$\tau(\theta) = \frac{\tau_1(\theta).\tau_2(\theta)}{1 - \rho_1(\theta).\rho_2(\theta)} \quad (-) \quad (14)$$

Avec ρ_1 et ρ_2 les coefficients de réflexion respectivement des vitres 1 et 2.

Le calcul de la tâche solaire se fait ici à chaque instant et intègre les éléments géométriques du système (dimension de la vitre et du volume) ainsi que la position du soleil (zénith θ_z et azimut γ_s). Une approximation est faite sur les tâches solaires des surfaces verticales comme illustré dans la Figure 13 : L'aire du rectangle abcd est identique à celle du trapèze efcd, toutefois, lorsque la tâche solaire n'est plus qu'un triangle sur les surfaces latérales (si le zénith est assez haut), la tâche solaire est négligée.

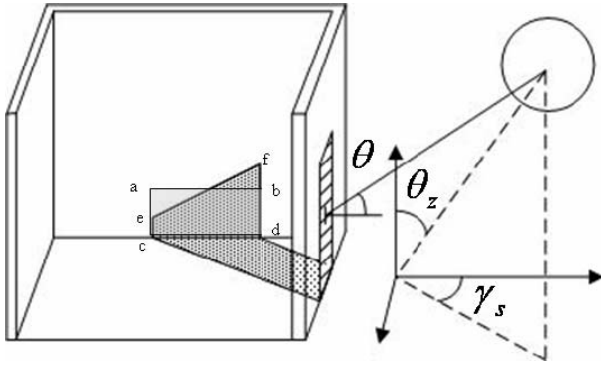


Figure 13 : Schéma de la tâche solaire avec l'approximation sur les surfaces verticales

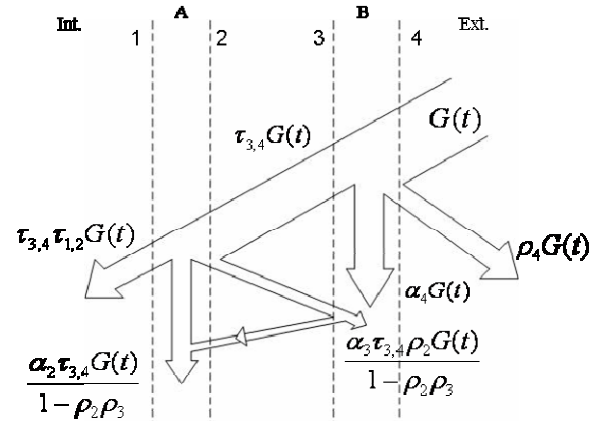


Figure 14 : Répartition et filtrage des apports solaire (en W/m²)

Les apports solaires au travers de vitrages sur les surfaces délimitant les cavités tiennent compte des inter-réflexions au sein de la cavité. Ils sont exprimés suivant les expressions (15) et (16), conformément à la Figure 14.

Pour la surface extérieure du panneau intérieur (surface 2 de la vitre A) :

$$\Phi = \frac{\tau_{3,4}(\theta) \cdot \alpha_2}{1 - \rho_3 \rho_2} S_{1,2} \cdot G \quad (\text{W}) \quad (15)$$

Pour la surface intérieure du panneau extérieur (surface 3 de la vitre B) :

$$\Phi = \frac{\tau_{3,4}(\theta) \cdot \alpha_3 \rho_2}{1 - \rho_3 \rho_2} S_{3,4} \cdot G \quad (\text{W}) \quad (16)$$

Avec $S_{1,2}$ et $S_{3,4}$ les surfaces des vitres A et B respectivement.

Les apports solaires sur les faces internes du double vitrage ne sont pas pris en compte. Le double vitrage est ici assimilé à un milieu solide et seuls les transferts conductifs y sont modélisés à partir des caractéristiques du double vitrage global (intégrant conduction et convection entre les deux vitres).

II.1.2. Grandes longueurs d'onde

Deux corps, à des températures différentes, rayonnent entre eux sous forme d'ondes électromagnétiques de grande longueur d'onde.

En considérant deux surfaces grises (de caractéristiques radiatives supposées indépendantes des longueurs d'onde), diffuses (de rayonnement homogène dans toutes les directions) et à températures homogènes, le flux de chaleur radiatif échangé de la surface 1 vers 2 est exprimé par l'expression (17).

$$\Phi_{12} = h_{12}(T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{W}) \quad (17)$$

avec

$$h_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_1}{S_1\varepsilon_1} + \frac{1-\varepsilon_2}{S_2\varepsilon_2} + \frac{1}{S_1F_{12}}}$$

Avec σ la constante de Stefan-Boltzmann (égale à $5.67 \cdot 10^{-8}$ W/(m².K⁴)), T_1 et T_2 les températures respectivement des surfaces 1 et 2, ε_1 et ε_2 les émissivités respectivement des surfaces 1 et 2, S_1 et S_2 les aires respectivement des surfaces 1 et 2 et F_{12} le facteur de forme entre les surfaces 1 et 2.

Le facteur de forme F_{ij} représente la fraction d'énergie émise par la surface i et reçue par la surface j . Il est inférieur à l'unité. Le calcul exact des facteurs de forme fait intervenir des intégrales multiples dont la résolution s'avère complexe. La détermination de valeurs approchées est souvent utilisée en thermique du bâtiment. Plusieurs méthodes de simplification existent (méthode dite des diagonales [Bejan & Krauss, 2003] ou au prorata des surfaces [Miranville, 2002]). Celle utilisée ici repose sur une simplification au prorata des surfaces des corps considérés. En posant de plus que les surfaces considérées sont planes, elles ne se voient pas elle-même ($F_{ii} = 0$), un terme additionnel permet de respecter les principes de complémentarité ($\sum F_{ij} = 1$) et de réciprocité ($S_i F_{ij} = S_j F_{ji}$).

Considérant une enceinte fermée délimitée par N surfaces, le facteur de forme entre les surfaces i et j ($i, j \in [1, N]$; $i \neq j$) s'écrit sous la forme donnée par l'expression (18).

$$F_{ij} = \frac{S_j}{\sum_{k=1}^N S_k} + \frac{S_j^2}{\sum_{k=1}^N S_k^2} \cdot \frac{S_i}{\sum_{k=1}^N S_k} \quad (-) \quad (18)$$

Ainsi, le flux radiatif reçu par une surface intérieure s et émis par l'ensemble de l'enceinte, composée de N surfaces, s'exprime selon l'expression (19).

$$\Phi_{R_{int_s}} = \sum_{i=1}^N h_{is} \cdot (T_i^4 - T_s^4) \quad (\text{W}) \quad (19)$$

avec

$$h_{is} = \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_i}{S_i\varepsilon_i} + \frac{1-\varepsilon_s}{S_s\varepsilon_s} + \frac{1}{S_iF_{is}}}$$

Les échanges radiatifs entre les surfaces délimitant la cavité peuvent faire l'objet de simplifications supplémentaires. L'espace entre celle-ci étant faible devant leurs dimensions et leurs surfaces étant identiques, les facteurs de forme sont pris égaux à l'unité (les effets des parois latérales sont négligés). Les échanges radiatifs entre les deux surfaces délimitant la cavité d'air sont donc définis par l'expression (20).

$$\Phi_{12} = \frac{S \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (\text{W}) \quad (20)$$

Les échanges radiatifs entre une surface extérieure et l'environnement extérieur sont également simplifiés. En considérant la voûte céleste et l'environnement extérieur comme des corps noirs et le rapport des surfaces tel que les facteurs de forme ne sont fonction que de l'inclinaison de la surface avec l'horizontale, le flux échangé entre l'environnement extérieur et la surface se calcule par l'expression (21).

$$\Phi_{ciel-s} = S_i \varepsilon_i \sigma \left(\frac{(1 + \cos \beta_s)}{2} \cdot (T_{ciel}^4 - T_i^4) + \frac{(1 - \cos \beta_s)}{2} \cdot (T_{ext}^4 - T_i^4) \right) \quad (\text{W}) \quad (21)$$

avec β_s l'angle d'inclinaison (en radian) de la surface i avec l'horizontale.

La température de la voûte céleste T_{ciel} est difficilement mesurable pour des raisons évidentes. Le calcul de cette dernière fait donc appel là aussi à des approximations. Plusieurs modélisations existent intégrant ou non l'effet de ciel couvert. Dans le cadre de ces travaux, la température du ciel est calculée par le TYPE 69 de TRNSys. Considérant les flux solaires directs et diffus, le calcul définit un facteur de « couverture du ciel » (effet nuageux) et en fonction de l'humidité relative, de la pression atmosphérique et de la température extérieure, la température effective du ciel [TRNSys Vol.5].

II.1.3. Synthèse des échanges radiatifs

Le Tableau 3 résume les expressions utilisées concernant les échanges radiatifs en fonction des surfaces considérées. La Figure 15 en propose une schématisation.

Tableau 3 : Synthèse des expressions utilisées définissant les échanges radiatifs

	Courte longueurs d'onde	Grandes longueurs d'onde
Surface extérieure	Expression (12)	Expression (21)
Surface intérieure	Expression (13)	Expression (19)
Surfaces délimitant la cavité	Expression (15) et (16) si surface extérieure transparente	Expression (20)

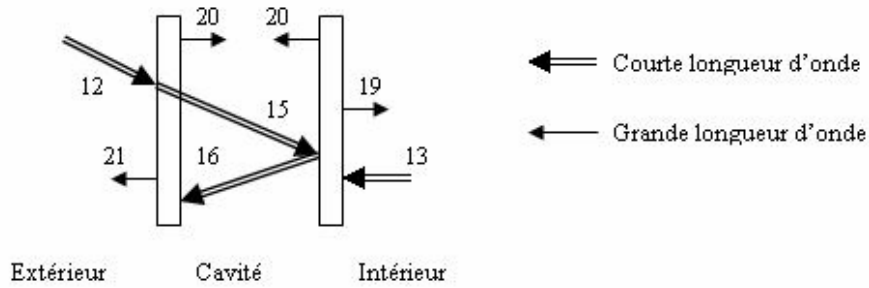


Figure 15 : Schématisation des échanges radiatifs

II.2. Echanges thermiques convectifs

Pour des approches globales et plus particulièrement en thermique du bâtiment, les échanges convectifs sont approchés par des coefficients d'échanges notés h_c (en $W/m^2.K^{-1}$). Les échanges convectifs extérieurs sont généralement approchés par une loi du type $h_c = f(V, \theta)$ avec V la vitesse du vent et θ la direction du vent. Les échanges convectifs internes (dans des cavités ou volumes intérieurs par exemple) peuvent être définis par plusieurs méthodes, de précisions ou de finesses différentes. Le Tableau 4 présente les différentes approches.

Tableau 4 : Niveau de finesse sur la modélisation des coefficients d'échanges convectifs.

Niveau de finesse croissant	↓	Coefficient d'échange constant et défini selon le type de paroi
		Coefficient dépendant linéairement de l'écart de température paroi/air
		Coefficient dépendant non linéairement de l'écart de température paroi/air
		Coefficient définis par des corrélations adimensionnelles, de la forme $Nu = f(Ra)$

Avec Nu le nombre de Nusselt, Ra le nombre de Rayleigh

Bien qu'en définissant les échanges convectifs par des corrélations empiriques de nombres adimensionnels, l'approximation des échanges convectifs par des coefficients constitue sans doute l'hypothèse la plus importante sur la modélisation des échanges thermiques utilisée ici. Le choix d'une corrélation pourra toujours être remis en cause à moins d'établir une corrélation spécifique au système étudié (en respectant les conditions limites géométriques et thermiques) de façon numérique ou expérimentale. La définition de corrélations spécifiques n'entre pas dans le cadre des objectifs de ce travail et des corrélations de la littérature, établies pour des géométries et/ou conditions aux limites similaires, seront utilisées.

Dans la suite, les échanges convectifs avec l'environnement extérieur sont tout d'abord présentés, suivis de ceux avec l'environnement intérieur. Les échanges convectifs au sein des cavités, pour différents régimes d'écoulement sont enfin présentés.

II.2.1. Avec l'extérieur

Les échanges convectifs avec le milieu extérieur sont calculés généralement avec une fonction linéaire sur la vitesse du vent. Les corrélations utilisées ici sont celles établies par Sturrock, déjà utilisés dans des codes globaux [Miranville, 2002].

Le flux convectif cédé par le milieu extérieur de température T_{ext} à la surface de température T_s est défini par les expressions (22) à (24).

$$\Phi_{ext-s} = S.h_{ce}.(T_{ext} - T_s) \quad (W) \quad (22)$$

Avec pour une paroi au vent

$$h_{ce} = 5.7.v + 11.4 \quad (W/m^2.K^{-1}) \quad (23)$$

Et pour une paroi sous le vent

$$h_{ce} = 5.7.v \quad (W/m^2.K^{-1}) \quad (24)$$

Avec v la vitesse du vent en m/s.

II.2.2. Avec le volume intérieur

Les coefficients d'échanges convectifs entre les surfaces internes et le volume intérieur sont tirés des travaux de **Awbi (1999)**. A partir de mesures expérimentales sur une cellule à l'échelle 1:1 (2.78x2.78x2.3m³), les auteurs proposent des corrélations sur les échanges thermiques en convection naturelle pour les différentes surfaces de la cellule. Ces corrélations, présentées ci-dessous sont utilisées dans cette étude.

Le flux convectif échangé entre l'air intérieur, de température T_{int} , et une surface interne, de température T_s , est défini par les expressions (25) à (28).

$$\Phi_{int-s} = S.h_{ci}.(T_{int} - T_s) \quad (W) \quad (25)$$

avec pour les surfaces verticales :

$$h_{int} = \frac{1.823}{D^{0.121}}.(T_{int} - T_s)^{0.293} \quad (W/m^2.K^{-1}) \quad (26)$$

pour les surfaces au plafond :

$$h_{int} = \frac{0.704}{D^{0.601}}.(T_{int} - T_s)^{0.133} \quad (W/m^2.K^{-1}) \quad (27)$$

pour les surfaces au sol :

$$h_{int} = \frac{2.175}{D^{0.076}}.(T_{int} - T_s)^{0.208} \quad (W/m^2.K^{-1}) \quad (28)$$

II.2.3. Dans les cavités d'air

Les échanges convectifs dans les cavités d'air sont définis à partir de corrélations empiriques de la littérature. Les transferts thermiques sous des régimes forcés sont mieux connus que sous des régimes naturels. Seules quelques corrélations sont couramment utilisées pour modéliser les transferts thermiques suivant les régimes d'écoulements (laminaires ou turbulents). Les transferts de chaleur en convection naturelle (générée par un gradient de densité) se réduisent plus difficilement à des corrélations. Des revues des corrélations établies

pour des géométries similaires ont été faites [Khalifa, 2001] et des écarts d'un facteur 2 à 4 ont été observés.

Le flux convectif cédé par le fluide de température moyenne $\overline{T_f}$ à la surface de température T_s est toujours défini par l'expression (29).

$$\Phi_{\text{int-s}} = S.h_c \cdot (\overline{T_f} - T_s) \quad (\text{W}) \quad (29)$$

Avec h_c fonction du régime d'écoulement ainsi que de l'orientation de la paroi. Les différents cas de figure sont présentés dans la suite avec les choix des corrélations les mieux adaptées au cas étudié ici. Les corrélations sont basés sur le nombre de Nusselt défini par l'expression (30) avec k la conductivité thermique de l'air et D_h le diamètre hydraulique.

$$Nu_{D_h} = \frac{h_c D_h}{k} \quad (-) \quad (30)$$

II.2.3.1. Convection forcée

Les corrélations choisies pour définir les transferts thermiques sous des conditions d'écoulements forcés (vitesse imposée) sont très largement utilisées. Elles sont définies pour des régimes pleinement turbulents et laminaires développés [Incropera & DeWitt, 1996] par les expressions (31) et (32) respectivement.

$$\text{Régime turbulent} \quad Nu_{D_h} = 0.023 \cdot Re_{D_h}^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (-) \quad (31)$$

$$\text{Régime laminaire} \quad Nu_{D_h} = 1.86 \left(Re_{D_h} \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{H} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (-) \quad (32)$$

Avec Re_{D_h} le nombre de Reynolds (basé sur le diamètre hydraulique D_h) ; Pr le nombre de Prandtl ; H la hauteur de la cavité (en mètre) ; μ_b la viscosité dynamique définie à partir de la température moyenne de l'air et μ_p la viscosité dynamique définie à partir de la température de la surface en contact.

La turbulence sera ici considérée a priori pour des nombres de Reynolds supérieurs à 3000.

II.2.3.2. Convection naturelle

Concernant les échanges convectifs sous des régimes de convection naturelle il faut distinguer les cavités verticales et horizontales. Concernant les cavités verticales, Zalewski (1996), lors de ses travaux de doctorat sur l'intégration des murs solaires composites en façade, a comparé plusieurs corrélations établies pour des géométries similaires mais sous différentes conditions aux limites. Les géométries du mur solaire étudié par Zalewski et des parois ventilées verticales considérées ici étant similaires, nous considérerons dans un premier temps la corrélation validée par Zalewski. Cette corrélation a été établie par l'ASHRAE sur des plaques planes verticales. Le domaine de validité s'étend sur des nombres de Grashof (Gr) de 10^4 à 10^{12} . Les corrélations sont explicitées dans les expressions (33) et (34).

$$\text{pour } 10^4 < Gr_{D_h} < 10^8 \quad \text{on a } Nu_{D_h} = 0.516.Gr_{D_h}^{1/4} \quad (-) \quad (33)$$

$$\text{pour } 10^8 < Gr_{D_h} < 10^{12} \quad \text{on a } Nu_{D_h} = 0.117.Gr_{D_h}^{1/3} \quad (-) \quad (34)$$

Concernant les cavités horizontales, les travaux expérimentaux de **Elsherbiny (1996)** ont permis d'établir des corrélations en convection naturelle pour des cavités à grand rapport de forme et pour différentes inclinaisons suivant le nombre de Rayleigh (Ra). La géométrie des parois ventilées considérées ici étant similaires à celle de l'étude, la corrélation établie pour des cavités horizontales et définie par l'expression (35) est utilisée ici.

$$Nu_{D_h} = \left[1 + \left(0.262.Ra_{D_h}^{0.136} \right)^{11} \right]^{1/11} \quad (-) \quad (35)$$

$$\text{Sous les conditions suivantes : } \begin{cases} 5 < A < 110 \\ 10^2 < Ra_{D_h} < 2.10^7 \end{cases}$$

II.2.3.3. Convection mixte

Certaines cavités d'air du système étudié ici peuvent se retrouver dans des configurations de régime de convection mixte (à la fois forcée et naturelle). Pour la configuration en boucle fermée sans vitesse d'air imposée, les gradients de température le long des cavités verticales génèrent un mouvement de l'air dans le système (cf. Chapitre III : Support Expérimental et Caractérisation). Dans ces conditions, les cavités d'air horizontales sont donc soumises à un régime de convection mixte. Les échanges convectifs sont alors définis à partir du nombre de Richardson qui représente le rapport des forces de flottabilité sur les forces d'inertie. Un nombre de Richardson inférieur à 0.1 correspond à un régime convectif forcé et supérieur à 1 à un régime convectif naturel. L'expression (36) est utilisée entre ces deux valeurs avec Nu_F le nombre Nusselt défini pour un régime de convection forcée et Nu_N le nombre de Nusselt défini pour un régime de convection naturelle.

$$Nu_{D_h} = \left(Nu_N^3 + Nu_F^3 \right)^{1/3} \quad (-) \quad (36)$$

$$\text{avec } \begin{cases} Nu_F = 1.86 \left(Re_{D_h} \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{H} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_p} \right)^{0.14} \\ Nu_N = \left[1 + \left(0.262.Ra_{D_h}^{0.136} \right)^{11} \right]^{1/11} \end{cases} \quad (-)$$

II.2.4. Synthèse des échanges convectifs

Le Tableau 5 résume les expressions utilisées concernant les échanges convectifs en fonction des surfaces considérées. La Figure 16 en propose une schématisation.

Tableau 5 : Synthèse des expressions utilisées définissant les échanges convectifs

Surface extérieure	Expression (22) suivant l'orientation
Surface intérieure	Expression (25) suivant la surface considérée
Surfaces délimitant la cavité	Expression (29) suivant le régime d'écoulement

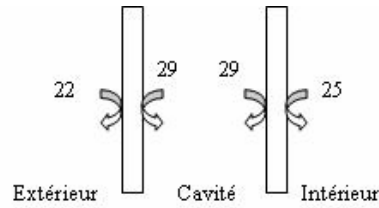


Figure 16 : Schématisation des échanges convectifs

II.3. Echanges thermiques conductifs

Les transferts thermiques d'origine conductive interviennent à l'intérieur des composants de l'enveloppe. La modélisation des échanges conductifs consiste en la discrétisation spatio-temporelle de l'équation de la chaleur discrétisée sous forme de différence finie centrée d'ordre deux en espace.

En considérant un matériau homogène, sans source de chaleur interne, l'équation de la chaleur par unité de surface se réduit à l'expression (37).

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} \quad (37)$$

Avec $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$ la diffusivité thermique ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

La discrétisation spatio-temporelle de l'expression ci-dessus s'exprime selon l'équation (38).

$$C_i \frac{\partial T_i(t)}{\partial t} = \frac{k}{\Delta x} (T_{i-1}(t) - T_i(t)) + \frac{k}{\Delta x} (T_{i+1}(t) - T_i(t)) \quad (38)$$

Avec C_i la capacité en $\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ du nœud i du solide considéré et définie par $C_i = \rho C_p \Delta x$.

La discrétisation au sein des milieux solides est de type 3R4C (soit 3 mailles et 4 nœuds). Cette dernière est suffisante pour représenter correctement les dynamiques de températures au sein du milieu [Lagonotte (1999) ; Fraisse (2002)].

II.4. Equations bilans des différents éléments du système

Les équations présentées dans la suite sont discrétisées en espace avec Δx la taille d'une maille. A l'exception de l'équation bilan du volume intérieur, elles représentent les bilans enthalpiques surfaciques dans les différentes situations : au sein d'un milieu solide, sur toutes les surfaces en présence dans le système et au sein du fluide.

II.4.1. Bilan sur le volume intérieur

Le volume intérieur est représenté par un nœud centré. La température en ce nœud est influencée par les températures des surfaces de l'enceinte, par des gains potentiels internes et par les infiltrations. Le bilan au nœud central de la pièce est défini par l'expression (39).

$$C_{\text{int}} \frac{\partial T_{\text{int}}(t)}{\partial t} = \sum_{i=1}^n h_{c_i} S_i (T_{s_i}(t) - T_{\text{int}}(t)) + \delta.V.\rho.C_{p_{\text{air}}} (T_e(t) - T_{\text{int}}(t)) + \Phi(t) \quad (39)$$

$$\text{Avec} \quad \begin{cases} C_{\text{int}} = \rho.C_{p_{\text{air}}}.V & (\text{J.K}^{-1}) \\ \delta.V \text{ le taux de volume renouvelé par infiltration} & (\text{m}^3) \\ \Phi(t) \text{ les gains internes / sources de chaleur} & (\text{W}) \end{cases}$$

II.4.2. Bilan au sein d'un milieu solide

Au sein d'un matériau j homogène, les transferts thermiques conductifs unidirectionnels selon l'axe x sont explicités pour le nœud i sous la forme de l'expression (40).

$$C_i \frac{\partial T_i(t)}{\partial t} = K_{i+\Delta x,i} (T_{i+\Delta x}(t) - T_i(t)) + K_{i-\Delta x,i} (T_{i-\Delta x}(t) - T_i(t)) \quad (40)$$

$$\text{Avec} \quad \begin{cases} C_i = \rho_j.C_{p_j}.\Delta x & (\text{J.m}^2.\text{K}^{-1}) \\ K_{i+\Delta x,i} = \frac{k_j}{\Delta x} & (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \\ K_{i-\Delta x,i} = \frac{k_j}{\Delta x} & (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \end{cases}$$

II.4.3. Bilan sur une surface en contact avec l'environnement extérieur

L'équilibre énergétique sur une surface verticale s, extérieure, d'un matériau j, s'écrit sous la forme de l'expression (41).

$$C_s \frac{\partial T_s(t)}{\partial t} = \Phi_{\text{cond}}(t) + \Phi_{\text{rad}}(t) + \Phi_{\text{conv}}(t) + \Phi_{\text{solaire}}(t) \quad (41)$$

$$\text{Avec} \left\{ \begin{array}{l} C_s = \rho_j \cdot C_{p_j} \cdot \Delta x / 2 \quad (\text{J.m}^2.\text{K}^{-1}) \\ \Phi_{cond}(t) = \frac{k_j}{\Delta x} (T_{s \pm \Delta x}(t) - T_s(t)) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{rad}(t) = \frac{\varepsilon_s \cdot \sigma}{2} \cdot [(T_{ciel}^4(t) - T_s^4(t)) + (T_e^4(t) - T_s^4(t))] \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{conv}(t) = h_{c_e} \cdot (T_e(t) - T_s(t)) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{solaire}(t) = \alpha \cdot G(t) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ h_{c_e} \text{ est défini par les expressions (23) et (24)} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \end{array} \right.$$

II.4.4. Bilan sur une surface en contact avec l'environnement intérieur

L'équilibre énergétique sur une surface verticale s, dans une enceinte composée de n surfaces, d'un matériau j, s'écrit sous la forme de l'expression (42).

$$C_s \frac{\partial T_s(t)}{\partial t} = \Phi_{cond}(t) + \Phi_{rad}(t) + \Phi_{conv}(t) + \Phi_{solaire}(t) \quad (42)$$

$$\text{Avec} \left\{ \begin{array}{l} C_s = \rho_j \cdot C_{p_j} \cdot \Delta x / 2 \quad (\text{J.m}^2.\text{K}^{-1}) \\ \Phi_{cond}(t) = \frac{k_j}{\Delta x} (T_{s \pm \Delta x}(t) - T_s(t)) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{rad}(t) = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\sigma \cdot (T_i^4(t) - T_s^4(t))}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i S_i} + \frac{1 - \varepsilon_s}{\varepsilon_s S_s} + \frac{1}{S_i F_{is}}} \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{conv}(t) = h_{int} \cdot (T_{int}(t) - T_s(t)) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{solaire}(t) = \alpha \cdot \tau(\theta) \cdot \frac{S_i}{S_s} \cdot G(t) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ h_{int} \text{ est défini par les expressions (26), (27) et (28)} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \end{array} \right.$$

II.4.5. Bilan sur une surface en contact avec la cavité d'air

Les surfaces s2 et s1 délimitant la cavité d'air sont exposées aux échanges convectifs avec la température moyenne du fluide, aux échanges radiatifs entre elles ainsi qu'aux apports solaires potentiels (au travers du vitrage pour le capteur solaire).

L'expression (43) exprime le couplage de ces différents éléments pour la surface s1 d'un matériau j.

$$C_{s1} \frac{\partial T_{s1}(t)}{\partial t} = \Phi_{cond}(t) + \Phi_{rad}(t) + \Phi_{conv}(t) + \Phi_{solaire}(t) \quad (43)$$

$$\text{Avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} C_{s1} = \rho_j \cdot C_{p_j} \cdot \Delta x / 2 \quad (\text{J.m}^2 \cdot \text{K}^{-1}) \\ \Phi_{cond}(t) = \frac{k_j}{\Delta x} (T_{s1 \pm \Delta x}(t) - T_{s1}(t)) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{rad}(t) = \frac{\sigma (T_{s2}^4 - T_{s1}^4)}{1/\varepsilon_{s2} + 1/\varepsilon_{s1} - 1} \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{conv}(t) = h_{conv} \cdot (\overline{T_f}(t) - T_{s1}(t)) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ \Phi_{solaire}(t) = \frac{\tau(\theta) \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha) \rho_g} \frac{S_t}{S} \cdot G(t) \quad (\text{W.m}^{-2}) \\ h_{conv} \text{ est défini par les expressions (30) à (36)} \quad (\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \end{array} \right.$$

II.4.6. Bilan au sein de la cavité d'air

Au sein du milieu fluide, les hypothèses de température de fluide homogène ainsi que de régime établi sont utilisées pour expliciter l'équilibre énergétique.

II.4.6.1. Le paramètre de stratification

L'équilibre énergétique, à l'instant t , du fluide dans une cavité de largeur L , est donné par l'équation (44) avec y , l'axe dans le sens de l'écoulement.

$$\frac{\dot{m} C_p}{L} \frac{\partial T_f(y)}{\partial y} = h_{c1} (T_{s1} - T_f(y)) + h_{c2} (T_{s2} - T_f(y)) \quad (44)$$

Avec \dot{m} le débit massique et C_p la chaleur spécifique du fluide. Les coefficients h_{c1} et h_{c2} représentent les coefficients d'échange convectif entre le fluide et les surfaces délimitant la cavité.

L'équation (44) est une équation différentielle classique dont la solution est donnée par l'expression (45).

$$T_f(y) = T_{in} + (1 - e^{-\alpha y}) \left(\frac{h_{c1} (T_{s1} - T_{in}) + h_{c2} (T_{s2} - T_{in})}{h_{c1} + h_{c2}} \right) \quad (45)$$

Avec

$$\alpha = \frac{L(h_{c_1} + h_{c_2})}{\dot{m} C_p} \quad (46)$$

La température moyenne de l'air dans la cavité, de hauteur H, à chaque instant, peut être calculée par l'équation (47).

$$\bar{T}_f = \frac{\int_0^H T_f(y) dy}{H} = T_{in} + \left(\frac{h_{c_1}(T_{s_1} - T_{in}) - h_{c_2}(T_{s_2} - T_{in})}{h_{c_1} + h_{c_2}} \right) \left(\frac{\alpha H + e^{-\alpha H} - 1}{\alpha H} \right) \quad (47)$$

Il est utile d'introduire un paramètre de stratification de la température de l'air dans la cavité. Ce paramètre, donné par l'expression (48), explicite le profil de la température suivant les échanges convectifs et le régime d'écoulement en jeu.

$$\gamma = \frac{\bar{T}_f - T_{in}}{T_{out} - T_{in}} \quad (48)$$

Compte tenu des expressions (45) et (47), il peut s'écrire sous la forme de l'expression (49).

$$\gamma = \frac{\alpha H + e^{-\alpha H} - 1}{\alpha H(1 - e^{-\alpha H})} \quad (49)$$

II.4.6.2. Bilan énergétique sur la température moyenne

L'équilibre énergétique surfacique au sein d'une cavité d'air de hauteur H, d'épaisseur E et de largeur L, délimitée par deux surfaces s1 et s2 à températures homogènes, peut alors s'écrire sous la forme de l'expression (50) intégrant la température moyenne du fluide.

$$C_f \left(\frac{\partial \bar{T}_f(t)}{\partial t} + v \cdot \frac{\partial \bar{T}_f(t)}{\partial y} \right) = h_{c_1} (T_{s_1}(t) - \bar{T}_f(t)) + h_{c_2} (T_{s_2}(t) - \bar{T}_f(t)) \quad (50)$$

En posant $\frac{\partial \bar{T}_f(t)}{\partial y} = \frac{T_{out} - T_{in}}{H}$ on obtient alors l'expression (51) intégrant la conductance d'advection, paramètre variable suivant la vitesse de l'air.

$$C_f \frac{\partial \bar{T}_f(t)}{\partial t} = h_{c_1} (T_{s_1}(t) - \bar{T}_f(t)) + h_{c_2} (T_{s_2}(t) - \bar{T}_f(t)) + h_{adv} (T_{in}(t) - \bar{T}_f(t)) \quad (51)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} C_f = \rho_f C_{p_f} E \\ h_{adv} = \frac{\dot{m} C_{p_f}}{\gamma L H} \\ h_{c_{1,2}} \text{ est défini par les expressions (30) à (36)} \end{array} \right.$$

La conductance d'advection tient compte de la vitesse du fluide dans les cavités. Dans le cas d'un régime forcé, la vitesse du fluide est imposée et tous les coefficients ci-dessus se calculent alors aisément. Dans le cas d'un régime naturel, la vitesse du fluide est inconnue a priori et dépend de l'état du système à chaque instant.

Une démarche est proposée dans la suite pour définir la vitesse du fluide en régime de convection naturelle et dans la configuration de boucle fermée (configuration de thermosiphon).

II.4.6.2. Vitesse de l'air en convection naturelle

Les forces motrices de l'écoulement en convection naturelle sont les forces gravitationnelles. La densité du fluide étant considérée dépendante linéairement de la température (hypothèse de Boussinesq), seules les cavités verticales engendrent les effets moteurs de l'écoulement.

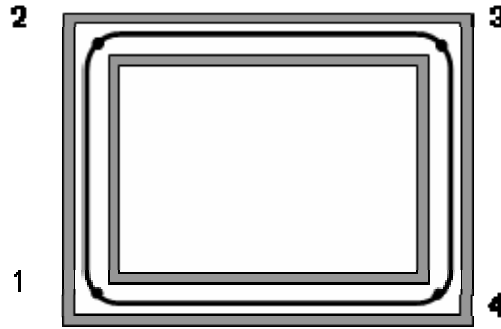


Figure 17 : Schéma du système en boucle fermée

Les variations de pression entre les points 1 et 2 et entre les points 3 et 4 de la Figure 17 peuvent s'écrire suivant l'expression (52) [Duffie & Beckman, 1991].

$$\Delta P_{1-2} = \overline{\rho_f} g \beta_f \int_0^H (T_f(y) - T_1) dy \quad (52)$$

La relation précédente, après intégration s'écrit alors suivant l'expression (53).

$$\Delta P_{1-2} = \overline{\rho_f} g \beta_f H \left(1 - e^{-\alpha H} \right) \left(\frac{h_{c_1} (T_{p_1} - T_{in}) + h_{c_2} (T_{p_2} - T_{in})}{h_{c_1} + h_{c_2}} \right) \left(\frac{\overline{T_f} - T_{in}}{T_{out} - T_{in}} \right) \quad (53)$$

La même relation, liant les températures de surface, d'entrée et de sortie du fluide s'obtient entre les points 3 et 4. Le calcul de la vitesse moyenne du fluide (considérée comme constante dans tout le système à chaque pas de temps) se déduit alors d'un équilibre des forces de pression motrices (ΔP_{mot}) et de pertes de charges ($\Delta P_{friction}$) défini dans l'expression (54).

$$\Delta P_{1-2} + \Delta P_{3-4} = \Delta P_{mot} = \Delta P_{friction} \quad (54)$$

Les pertes de charge se composent de pertes linéiques et singulières. Quel que soit le régime d'écoulement au sein du système, les pertes de charges peuvent s'exprimer comme une fonction du second ordre sur la vitesse du fluide (expression (55)).

$$\Delta P_{friction} = a.V^2 + b.V \quad (55)$$

Les coefficients a et b du polynôme d'interpolation seront tout d'abord estimés selon **IDEL'CIK (1986)** puis calibrés empiriquement avec des mesures anémométriques à film chaud présentées dans le Chapitre IV « Validation expérimentale ».

Ainsi, à partir de l'approche proposée précédemment, la vitesse de l'air se déduit donc de l'état du système à chaque instant en ne considérant que les températures de l'air aux 4 coins du système.

III. Modélisation spécifique aux matériaux à changement de phase

La chaleur latente correspond à des flux d'énergie absorbés ou relâchés pour satisfaire l'équilibre énergétique à chaque instant lors d'un changement d'état d'un matériau. Concernant une approche globale, deux types de modélisation sont couramment utilisés pour simuler ces phénomènes [**Heim, 2005**] : l'intégration d'une source de chaleur suivant la température du matériau et l'intégration d'une capacité effective équivalente (C_{eq}) dépendante de la température du matériau. Les deux méthodes donnent des résultats similaires. Pour les deux méthodes, les densité et conductivité thermique sont considérées comme indépendantes de la température.

La modélisation du changement d'état par capacité effective est choisie ici. Cette modélisation a déjà été utilisée sur l'étude des transitions de phase au CSTB par **Ahmad (2004)**.

III.1. Capacité effective équivalente

Il s'agit de définir une capacité effective (C_{peq}) suivant la fraction f du matériau ayant changé d'état par la relation (56) [**Ahmad, 2004**].

$$C_{peq} = C_p \pm L_e \frac{\partial f}{\partial T} \quad (\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}) \quad (56)$$

Avec C_p la capacité effective d'une phase homogène ; L la chaleur latente de transition de phase ; f la fraction liquide du matériau et T la température.

Le changement d'état se fait généralement sur une plage de température, intégrant également un phénomène d'hystérésis (décalage entre le point de fusion et le point de cristallisation). A défaut de connaître exactement la variation d'enthalpie suivant la température, des fonctions a priori peuvent être définies pour C_{peq} (fonction carrée, triangulaire ou gaussienne autour de la plage de fusion). Peu de différences s'observent suivant les courbes définies a priori [**Ahmad, 2004**].

La fonction définie ici pour simuler l'évolution de la capacité effective équivalente est celle proposée par **Kondo (2000)** et est représentée dans la Figure 18. Kondo l'avait établie pour des plages de fusion de 5°C, elle a été généralisée ici.

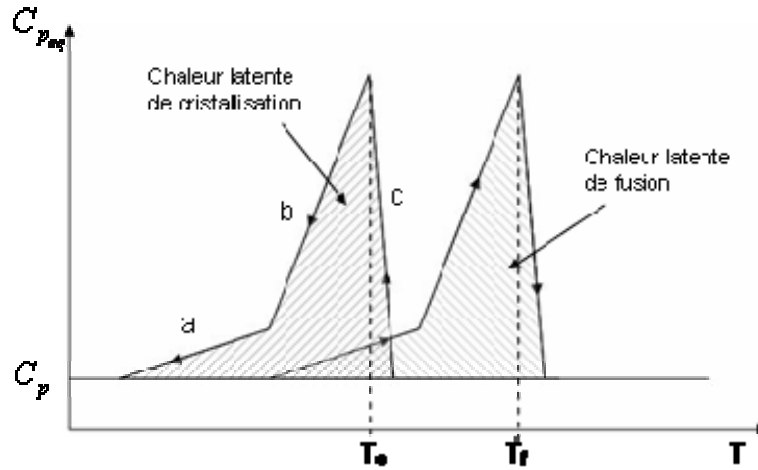


Figure 18 : Courbe d'évolution de la capacité effective équivalente

Le sommet des courbes ainsi que les pentes a, b et c, sont fonction respectivement des plages de fusion et cristallisation. L'aire sous la courbe correspond à la chaleur latente du matériau, définie généralement par calorimétrie à balayage différentiel.

Avec L la chaleur latente (de fusion ou de cristallisation) du matériau, p la plage du changement d'état considéré, T_{ce} la température du changement d'état considéré et C_p la chaleur spécifique d'une phase homogène, la capacité effective équivalente se calcule par les expressions (57) à (59).

Pour $T_{ce} - 0.9.p < T \leq T_{ce} - 0.4.p$ (pente a)

$$C_{p_{eq}}(T) = \frac{4.L}{2.9.p^2}(T - T_{ce} + 0.9.p) + C_p \quad (57)$$

Pour $T_{ce} - 0.4.p < T \leq T_{ce}$ (pente b)

$$C_{p_{eq}}(T) = \frac{15.L}{2.9.p^2}(T - T_{ce} + 0.4.p) + \frac{2.L}{2.9.p} + C_p \quad (58)$$

Pour $T_{ce} < T \leq T_{ce} + 0.1.p$ (pente c)

$$C_{p_{eq}}(T) = -\frac{16.L}{2.9.p^2}(T - T_{ce} - 0.1.p) + C_p \quad (59)$$

Cette capacité effective équivalente est introduite à la place de la capacité dans le bilan énergétique au sein d'un milieu homogène (expression (40)) lorsque celui-ci est composé de matériaux à changement de phase.

III.2. Conductance équivalente

La présence d'une phase liquide entraîne nécessairement des mouvements convectifs. Ces mouvements sont plus ou moins freinés, et donc négligeables, suivant la viscosité de la phase liquide et le conditionnement du matériau.

Dans le cas où les phénomènes de convection sont négligeables, les conductances de contact entre les nœuds de la discrétisation sont définies de la même manière que pour un milieu solide classique. La conductivité thermique équivalente peut être prise comme la moyenne des conductivités des phases solide et liquide ou encore garder la distinction entre les deux états du matériau (conductivité de l'état solide si le matériau est à l'état solide et liquide si le matériau est à l'état liquide).

Les processus de fusion en présence de convection naturelle ont fait l'objet de nombreuses études. En suivant l'approche proposée par **Jany & Bejan (1987)**, le processus de fusion peut être distingué en 4 classes comme illustré dans la Figure 19 sur un volume de matériau chauffé uniformément sur sa face gauche.

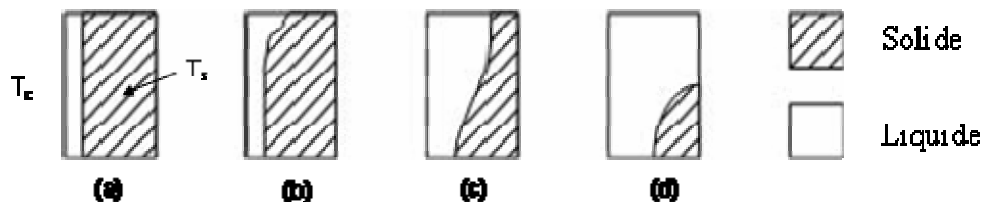


Figure 19 : Régimes de fusion en présence de convection naturelle [Jany & Bejan, 1987]
Avec T_c la température de sollicitation et T_s la température de la phase solide.

Le processus de fusion est régi, au sein de la phase liquide, par un régime de conduction pure (a), suivi d'un régime mixte (b) avec de la convection en partie haute et de la conduction en partie basse. Puis vient le régime de convection pure (c) où la couche limite thermique est inférieure à l'épaisseur de la phase liquide et se termine par la fin du processus de fusion (d) [Jany & Bejan, 1987].

Partant de la même approche, **Zhang & Bejan (1989)**, ont établi une corrélation tenant compte des effets de la convection naturelle. A partir d'une approche analytique sur les couches limites cinématique et thermique et de résultats expérimentaux sur un volume ($14.6 \times 73.6 \times 56 \text{ cm}^3$) rempli de n-octadécane et soumis à un flux constant sur une de ses faces, ils proposent la relation (60) applicable tout au long du processus.

$$Nu_H = 0.411 \left[\frac{g\beta H^3 \Delta T}{\alpha_{th} \nu} \right]^{1/4} \quad (-) \quad (60)$$

Les conductances entre chaque nœud de la discrétisation sont alors fonction de l'écart de température ΔT entre les extrémités de la zone liquide, de la hauteur H du contenant du matériau à changement phase et des caractéristiques du fluide (coefficient de dilatation β , diffusivité thermique α et viscosité cinématique ν).

Des mesures spécifiques aux matériaux à changement de phase ont été faites durant ces travaux et sont présentées dans le Chapitre IV « Validation expérimentale » de ce document. Elles permettent de calibrer le modèle sur le point de prise en compte des mouvements convectifs ainsi que de calibrer la corrélation précédente au matériau spécifique testé.

IV. Synthèse du modèle

IV.1. Couplage et conditions aux limites

A partir des équations bilans explicitées dans les parties précédentes, le modèle global a été construit. Chaque composant du système : enveloppe ventilée, volume intérieur, parois solides et apports solaires a fait l'objet d'une programmation spécifique en fortran et a été intégré à l'environnement TRNSys. Il a donc été créé un « TYPE » (nom donné à un sous programme dans TRNSys) pour chacun des composants listés précédemment. Les différents TYPE sont reliés entre eux via les conditions aux limites sur les bilans surfaciques.

La Figure 20 illustre le couplage des différents composants. Les parois latérales (Est et Ouest) non ventilées, ne sont pas représentées sur la figure. Leurs conditions aux limites sont les mêmes que celles des parois ventilées verticales.

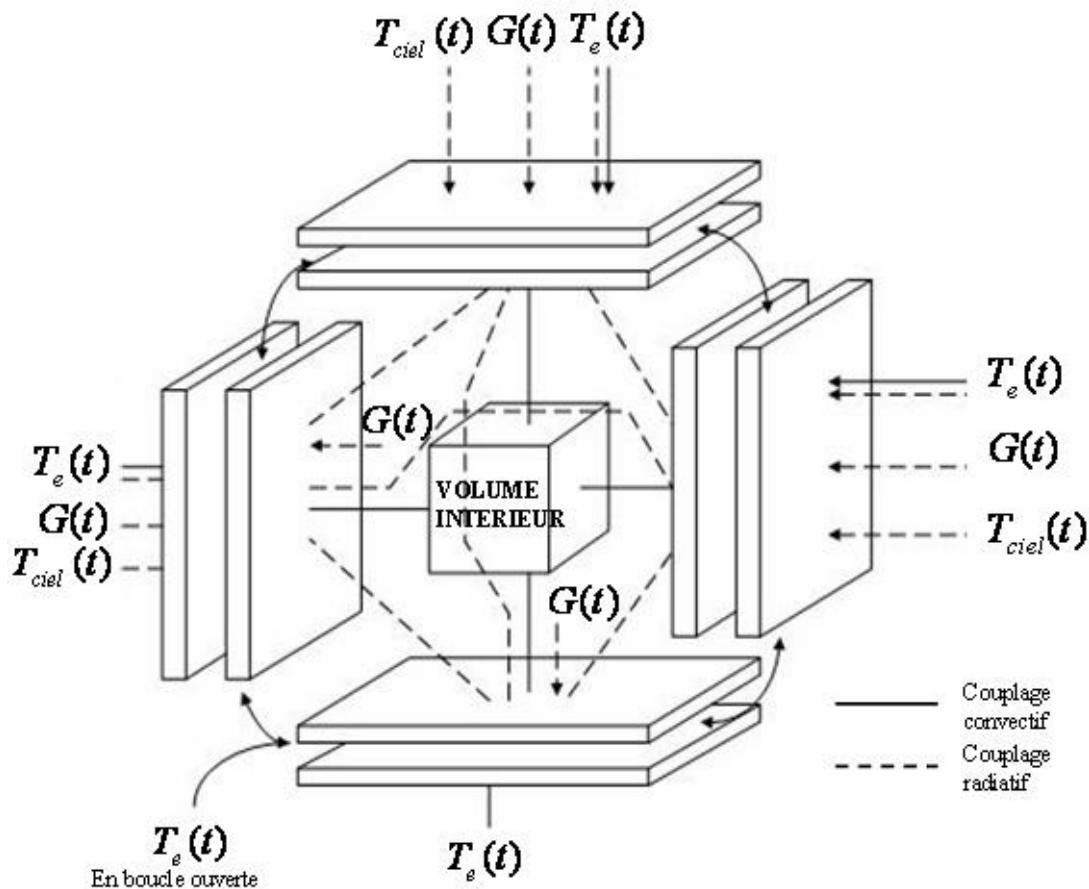


Figure 20 : Schématisation du couplage des différents composants du système ventilé

IV.2. Synthèses des hypothèses

Un certain nombre d'hypothèses ont été nécessaires pour expliciter de manière modélisable la physique des phénomènes au sein du système ventilé. Toutes les hypothèses faites sont rappelées ci-dessous.

Au niveau global :

- Températures surfaciques homogènes (conduction unidirectionnelle) ;
- Ecoulement d'air établi et homogène sans gradient transversal de température ;

Sur les échanges radiatifs (cf. II.1. *Echanges thermiques radiatifs*) :

- Surfaces grises et diffuses ;
- Facteur de forme au prorata des surfaces ;
- Température radiante de l'environnement extérieur = Température de l'air extérieur ;
- Température de la voûte céleste modélisée à partir du TYPE 69 ;

Sur les échanges convectifs (cf. II.2. *Echanges thermiques convectifs*) :

- Convection avec le milieu extérieur → fonction linéaire du vent ;
- Convection avec le volume intérieur → fonction non linéaire des écarts de température ;
- Convection interne aux cavités → corrélations de type $Nu = f(Ra, Pr, Re)$ établies sur géométrie et/ou conditions aux limites similaires ;

Sur les échanges conductifs (cf. II.3. *Echanges thermiques conductifs*) :

- Modélisation 3R4C (méthode nodale sans nœud de surface) ;

Sur le phénomène de changement de phase (cf. III. *Modélisation spécifique aux matériaux à changement de phase*) :

- Modélisation des flux de chaleur latente par la méthode de la capacité effective équivalente ;
- Intégration de la convection naturelle à partir d'une corrélation $Nu = f(Ra, Pr)$;

IV.3. Le schéma numérique

Chacun des TYPE développés peut se formaliser sous la représentation matricielle (61).

$$[C][\dot{T}] = [M][T] + [A][S] \quad (61)$$

[C] représente la matrice des capacités ou matrice inertielle du vecteur d'état [T]. M représente la matrice des liaisons courantes entre les points du vecteur d'état (entre les nœuds de la discrétisation), [A] la matrice des liaisons courantes du vecteur des sollicitations [S], avec le vecteur d'état [T].

Les équations bilans présentées introduisent des non-linéarités sur le système d'équations ci-dessus. Les matrices $[M]$ et $[A]$ sont fonction de l'état courant du système, c'est-à-dire que les coefficients des matrices sont fonction des valeurs du vecteur d'état $[T]$. Si l'on intègre également des phénomènes de changement de phase, la matrice des capacités $[C]$ est également fonction de l'état courant du système.

Deux approches sont alors possibles : la linéarisation du système à chaque pas de temps ou le processus itératif de résolution. La première (schéma dit explicite) consiste à définir les coefficients des matrices $[M]$ et $[A]$ à partir de l'état $[T]^t$ pour définir l'état $[T]^{t+1}$. Plus le pas de temps sera petit, plus la linéarisation sera une approximation juste. La deuxième (schéma dit implicite) consiste en l'intégration d'une boucle de convergence dans l'algorithme permettant de définir les coefficients des matrices $[M]$ et $[A]$ en fonction de l'état $[T]_j^{t+1}$ approchant à ε près l'état final $[T]^{t+1}$.

L'approche implicite est inconditionnellement stable [Patankar, 1980], elle sera choisie dans la suite de l'étude.

Un schéma numérique permet d'appréhender toutes les étapes de calcul nécessaires à une modélisation globale. Le code développé dans le cadre de ce travail peut être présenté par la Figure 21.

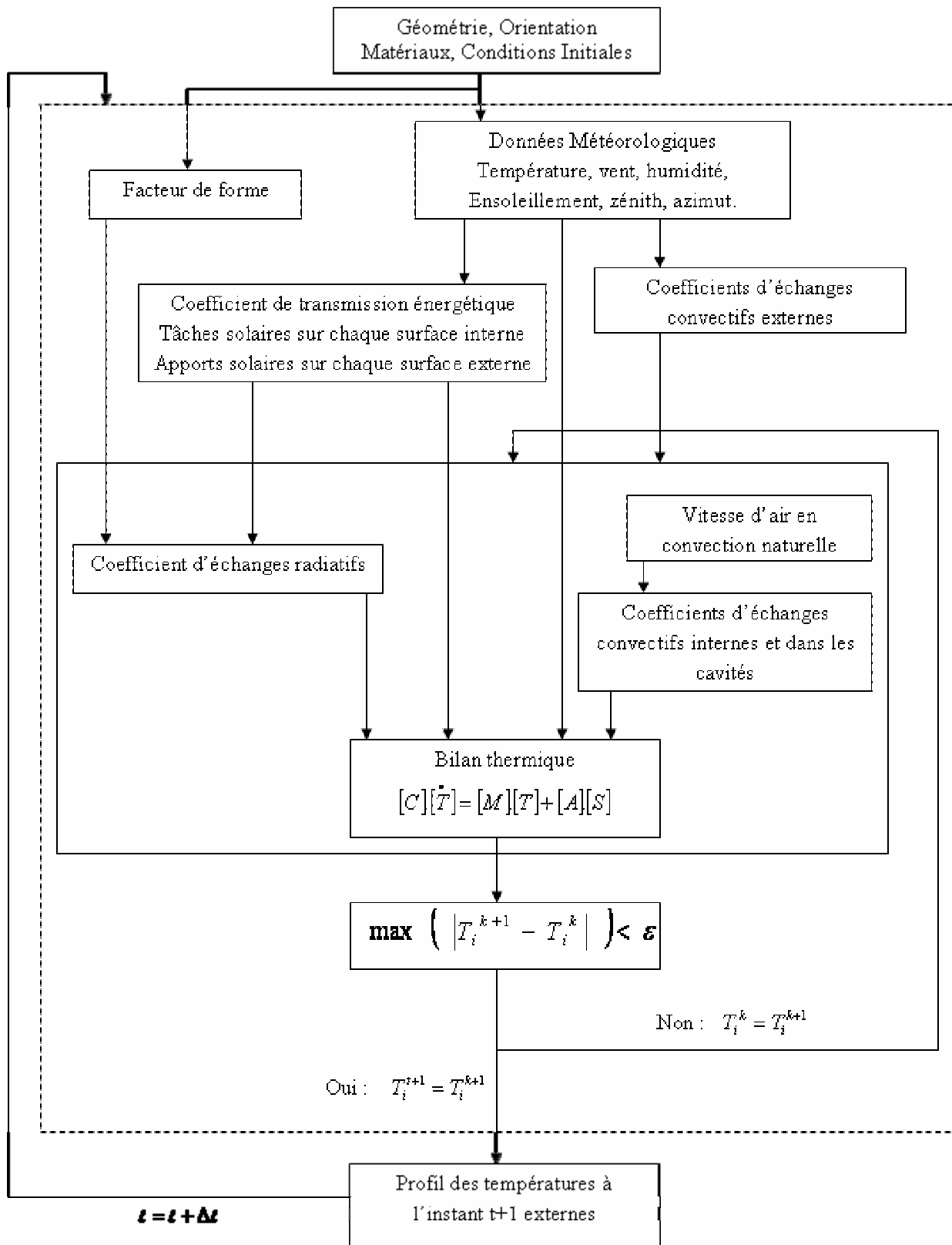


Figure 21 : Schéma de résolution numérique utilisé

V. Conclusion

Ce chapitre a présenté la démarche théorique dans la construction du code numérique utilisé dans ces travaux. La méthode de modélisation, les modèles pour les différents modes de transfert, le couplage des différents composants du système ventilé ainsi que le schéma de résolution numérique ont été présentés en détail.

Le code numérique ainsi développé et adapté à la spécificité du système étudié, va permettre d'étudier différentes configurations de l'enveloppe hybride proposée. Différents algorithmes d'asservissement pourront également être implémentés dans TRNSys pour gérer le système global.

Un certain nombre d'hypothèses et/ou d'approximations ont été nécessaires pour expliciter de manière modélisable la physique de l'enveloppe ventilée, couplée ou non avec des matériaux à changement de phase. Il s'agit maintenant de vérifier qualitativement et quantitativement les résultats de ce modèle.

L'étape de validation nécessite la définition d'un support expérimental. Ceci constitue l'objet du chapitre suivant. Une cellule test a été réalisée en site extérieur et instrumentée. Le fonctionnement de la cellule est ensuite caractérisé. Cette étape est indispensable pour définir de quelle manière les mesures pourront servir à valider le code numérique.

Chapitre III

Support expérimental et Caractérisation

INTRODUCTION	72
I. SUPPORT EXPERIMENTAL	73
I.1. RAPPEL SUR LE SYSTEME	73
I.2. CAHIER DES CHARGES	74
I.3. IMPLANTATION	74
I.4. DESCRIPTION STRUCTURELLE	75
I.4.1. Aspect modulaire	75
I.4.2. Dimension et matériaux du squelette	76
I.4.3. Configuration des panneaux de façade	77
I.4.4. Actionneurs motorisés	79
I.4.5. Conditionnement des MCP utilisés	80
I.5. INSTRUMENTATION ET SYSTEME D'ACQUISITION	81
I.5.1. Mesures de température	81
I.5.2. Mesures fluxmétriques	83
I.5.3. Mesures anémométriques	83
I.5.4. Système d'acquisition	83
I.5.5. Incertitudes de mesures	84
I.5.6. Définition des gains internes	85
I.6. CONCLUSION	86
II. CARACTERISATION DU FONCTIONNEMENT SYSTEME	87
II.1. CARACTERISATION DES ECOULEMENTS DANS LES CAVITES D'AIR	87
II.1.1 Vitesse d'air dans les cavités	87
II.1.2. Profil des températures d'air	91
II.2. GRADIENTS TRANSVERSAUX DES TEMPERATURES DE SURFACE	95
II.2.1. Régime de convection naturelle	95
II.2.2. Régime de convection forcée	98
II.2.3. Conclusion	101
II.3. GRADIENTS LONGITUDINAUX DES TEMPERATURES DE SURFACE	101
II.3.1. Régime de convection naturelle	101
II.3.2. Régime de convection forcée	104
II.3.3. Conclusion	106
II.4. CARACTERISATION DES MCP ET DE LEUR INTEGRATION	106
II.4.1. Caractéristiques des MCP	107
II.4.2. Intégration des MCP dans la cellule expérimentale	108
II.4.3. Conclusion	118
III. CONCLUSION	119

Introduction

Ce chapitre est dédié à la présentation et la caractérisation du support expérimental conçu, réalisé et instrumenté durant ces travaux.

La thermique du bâtiment est le fruit d'un couplage des phénomènes d'échange sous forme radiative, conductive et convective. La réduction de ce couplage à des nombres adimensionnels est impossible et rend toute expérimentation à échelle réduite sujette à des problèmes d'extrapolation sur des échelles réelles. Le choix fait ici a donc été de s'affranchir de ces problèmes d'extrapolation et de réaliser un support expérimental suivant une échelle dite vraie grandeur. Le support consiste alors en un volume représentatif d'une pièce d'habitation où les comportements thermiques des façades et/ou systèmes peuvent être évalués physiquement et sous des conditions réelles d'intégration.

La réalisation d'un support expérimental est lourde, tant financièrement qu'humainement. Le support se doit d'être pérenne afin de rentabiliser dans le temps son utilisation. Le souhait est alors de disposer d'une ossature permettant de recevoir différents types de panneau de façade pour des études futures. Cet aspect modulaire a guidé pour l'essentiel la conception du support, ou de la cellule expérimentale, présenté dans la suite.

Ce chapitre comporte deux parties distinctes. La première est dédiée à la présentation de la cellule et des panneaux de façade composant le système d'enveloppe hybride étudié. L'instrumentation de la cellule est également présentée en fin de partie. La deuxième partie, à partir des capteurs installés, présente le comportement du système. Une caractérisation complète est proposée. Elle permettra de définir une méthodologie de validation avec la définition des tolérances acceptables, compte tenu des hypothèses du modèle.

I. Support expérimental

La conception et la construction de la cellule expérimentale ont représenté près d'une année de travail et ont bénéficié d'un financement dans le cadre d'un projet de recherche soutenu par les ANR-PREBAT. Un dossier de demande de financement a été déposé à l'été 2005 [ENVHY, 2005]. Les travaux ont commencé en Janvier 2006 et les premières mesures ont été faites en janvier 2007. La conception s'est faite en partenariat avec un architecte conseil, partenaire du projet.

Après un bref rappel concernant le système d'enveloppe ventilée étudié ici, la cellule est décrite en détail suivant le cahier des charges élaboré lors de la conception. L'instrumentation générale et le système d'acquisition sont enfin présentés.

I.1. Rappel sur le système

Le système étudié ici consiste en une enveloppe entièrement ventilée. Le circuit d'air dans l'enveloppe peut être en boucle ouverte ou boucle fermée (cf. Figure 22). Des panneaux intérieurs (délimitant les cavités du volume intérieur) ont pour fonction de stocker une partie des énergies transportées autour de l'enveloppe. Ces derniers seront dénommés panneaux d'inertie dans la suite du document. Les panneaux d'inertie sont respectivement sur les faces intérieures Nord et sol, de façon à recevoir une partie des apports directs. Des actionneurs doivent permettre de contrôler la configuration de l'enveloppe (la vitesse de l'air dans les cavités ainsi que la configuration de boucle ouverte ou fermée). La configuration de l'enveloppe permet ainsi de s'adapter ponctuellement aux environnements extérieur et intérieur.

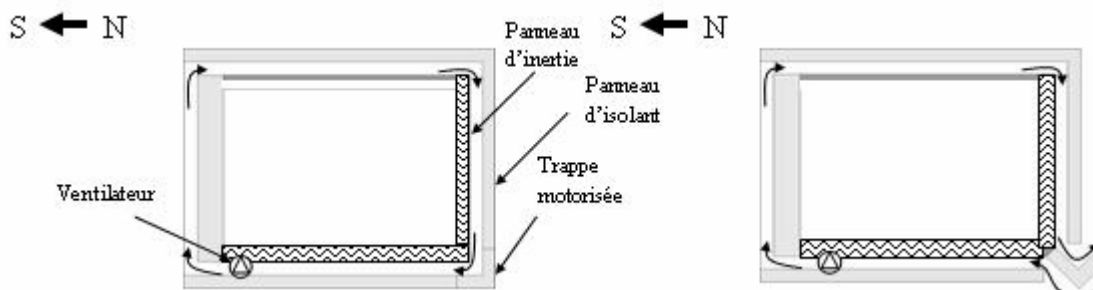


Figure 22 : Schéma de représentation en boucle fermée (à gauche) et en boucle ouverte (à droite)

L'étude bibliographique (cf. Chapitre I) a permis de dresser les points acquis sur l'intégration des systèmes solaires à air dans l'enveloppe du bâtiment. Ces points sont rappelés ici :

- Utilisation d'un double vitrage pour la couverture extérieure,
- Utilisation d'une isolation en face arrière du mur absorbeur pour découpler le capteur de l'ambiance intérieure,
- Utilisation d'une convection maîtrisée (pour certains types de climats).

De manière à bénéficier d'un éclairage naturel ainsi que d'apports solaires directs, une partie de l'enveloppe intègre une façade double peau. L'intégration de façade double peau permet de conserver le système ventilé et permet également de bénéficier des apports solaires directs.

I.2. Cahier des charges

La conception d'une cellule expérimentale passe nécessairement par l'élaboration d'un cahier des charges fonctionnel. Dans la suite, seuls les points essentiels du cahier des charges sont présentés. Ces points, repris un par un, définissent l'enchaînement des paragraphes suivants.

Le cahier des charges impose les fonctions suivantes de la cellule :

1. Etre représentative d'une pièce d'habitation, La surface au sol doit donc être comprise entre 15 et 20m² avec une hauteur sous plafond de 2 à 3m ;
2. Permettre un éclairage naturel et des apports solaires directs ;
3. Permettre une modularité des panneaux de façade sans remise en cause de la structure (pérennisation de la cellule expérimentale) avec ou non des cavités d'air entre les panneaux ;
4. Etre surélevée par rapport au sol : maintenance, accès, simulation d'un vide sanitaire ;
5. Intégrer des éléments de base de la conception bioclimatique (prise en compte de la course du soleil dans la définition du débordement de toiture) ;
6. Assurer des régimes d'écoulements forcés ou naturels en configuration de boucle ouverte ou fermée ;
7. Disposer d'un système de commande automatique et manuel des actionneurs (ventilateurs et trappes d'ouverture du circuit sur l'extérieur) ;

La cellule expérimentale sera placée à titre définitif sur la plate forme d'essais du site du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) de Saint Martin d'Hères.

I.3. Implantation

Le CSTB dispose d'une plateforme d'essais sur le site des laboratoires de Saint Martin d'Hères. Une station météorologique y est installée à demeure et relève les conditions climatiques toutes les 10min. Un certain nombre de mesures sur les caractéristiques du sol (conductivité thermique, température, humidité,...) sont également réalisées à proximité de la station météorologique et suivi par le Laboratoire d'études des Transferts en Hydrologie et Environnement (LTHE). Plusieurs cellules à échelle réduite, qui font suite aux travaux d'**Ahmad (2004)** sur l'intégration passive de MCP à l'enveloppe, sont également installées sur la plateforme. Elles ne sont toutefois pas installées à demeure et leurs modifications se font en laboratoire. La cellule expérimentale vraie grandeur est installée sur cette plateforme à titre définitif. Son emplacement est tel qu'elle bénéficie du maximum d'apports solaires disponibles sur le site sans perturber (concernant les apports solaires) l'environnement des cellules à échelle réduite.

La Figure 23 schématise la plateforme d'essais du site.

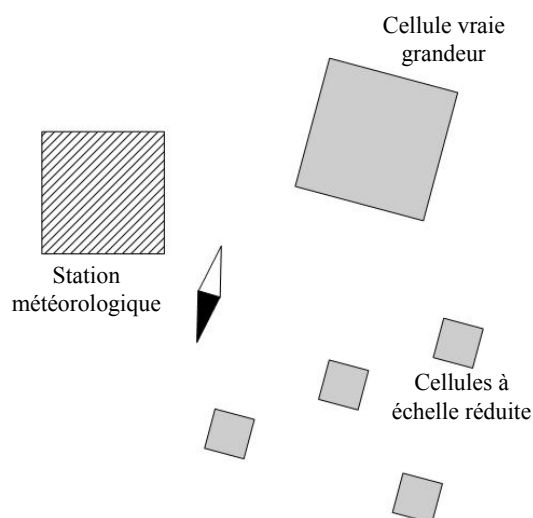


Figure 23 : Disposition de la plateforme expérimentale

I.4. Description structurelle

La fonction 1 du cahier des charges spécifie simplement que la cellule sera représentative d'une pièce d'habitation. Ceci constitue le point de départ pour le dimensionnement structurel. La fonction 2 implique la présence d'une façade double peau en façade Sud. La fonction 3 amène à disposer sur la structure de la cellule d'une toiture assurant les fonctions de protection et d'évacuation des eaux de pluies.

La toiture et la structure de la cellule sont présentées dans la suite.

I.4.1. Aspect modulaire

Fonction 3

L'aspect modulaire des panneaux de façade implique une structure autoporteuse de type squelette pouvant recevoir des panneaux sur chacune de ses faces. Une toiture arc-boutée est fixée sur quatre charpentes elles-mêmes solidaires des poteaux. Elle permet aux panneaux horizontaux en partie supérieure de ne pas avoir à assurer les fonctions de protection et d'évacuation des eaux de pluie. Chaque charpente est haubanée au sol sur des plaques en acier elles-mêmes maintenues par deux pieux enfoncés jusqu'à 1m sous terre. La Figure 24 illustre la structure de type squelette.

Les panneaux verticaux assurent le contreventement du système. Le changement de panneau nécessite donc l'installation provisoire de tasseaux en « Z » pour maintenir le contreventement global.

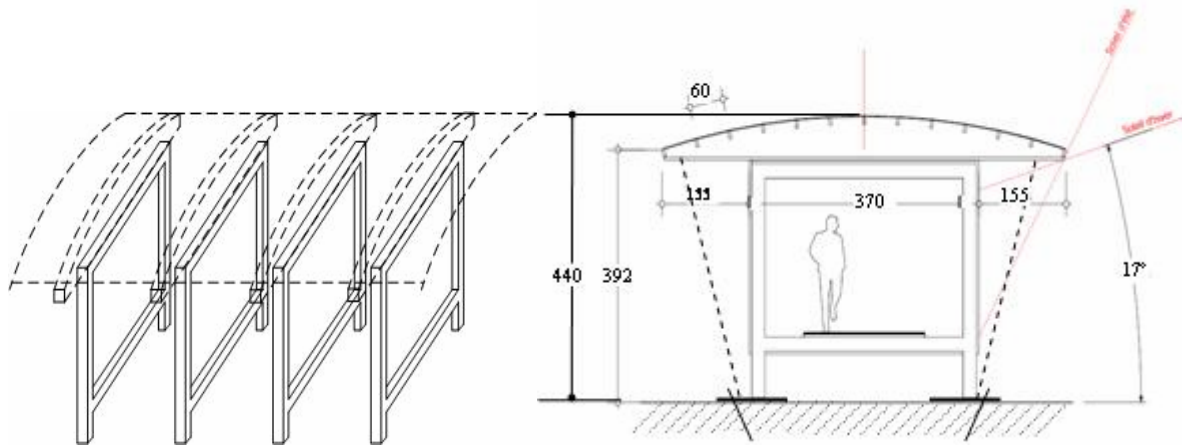


Figure 24 : Structure de type squelette de la cellule expérimentale (unité en cm)

Trois systèmes ventilés constituent l'enveloppe globale. Deux, avec des capteurs solaires thermiques à air, sont disposés aux deux extrémités et un, disposant d'une façade double peau orientée au Sud, sur la partie centrale. Les portiques du squelette rendent les trois systèmes ventilés indépendants au niveau des cavités d'air. Les deux dernières panes de la toiture, côté Sud, ne sont pas recouvertes et disposent d'une protection amovible. Ceci permet de bénéficier au maximum des apports solaires toute l'année.

La Figure 25 schématise les trois systèmes ventilés, connectés au même volume intérieur. Les parois latérales orientées à l'Est et à l'Ouest ne sont pas ventilées. Elles disposent d'une forte isolation pour ne pas perturber l'évaluation des systèmes en place. Dans la suite, les trois systèmes seront identifiés par SV1 : système Ouest, avec capteur solaire ; SV2 : système central, avec façade double peau ; SV3 : système Est, avec capteur solaire.

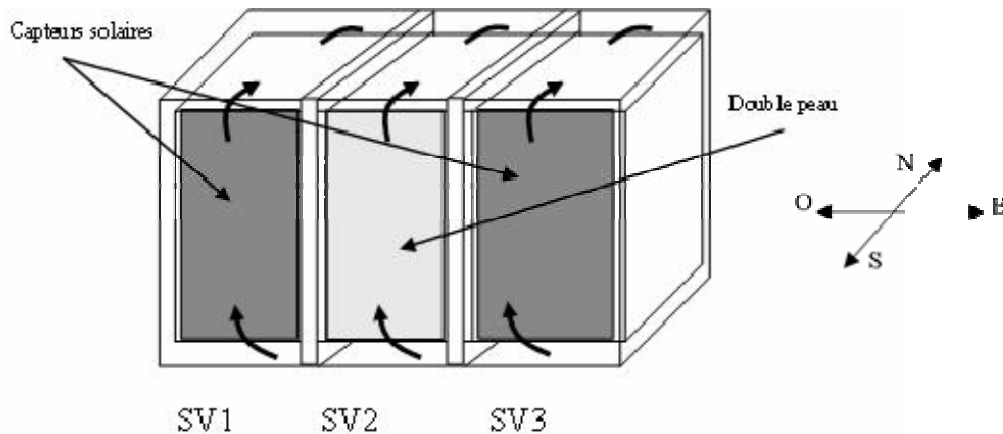


Figure 25 : Schématisation des trois systèmes ventilés

1.4.2. Dimensions et matériaux du squelette

Les dimensions extérieures de la cellule expérimentale sont de $4.7 \times 4 \times 4.4 \text{ m}^3$. Un espace de 80cm la sépare du sol. Les dimensions intérieures dans la configuration testée sont de $4.4 \times 3.7 \times 2.5 \text{ m}^3$, soit un volume intérieur d'environ 40 m^3 .

Les quatre portiques porteurs sont construits en OSB (Oriented Strand Board) et remplis d'isolant afin de limiter les ponts thermiques de construction (cf. Figure 26).

Concernant plus spécifiquement la configuration testée, des rupteurs de ponts thermiques (plaque de 10cm de polyuréthane (PU)) sont également apposés pour limiter les ponts thermiques d'assemblage des panneaux de façade sur les portiques (cf. Figure 27).

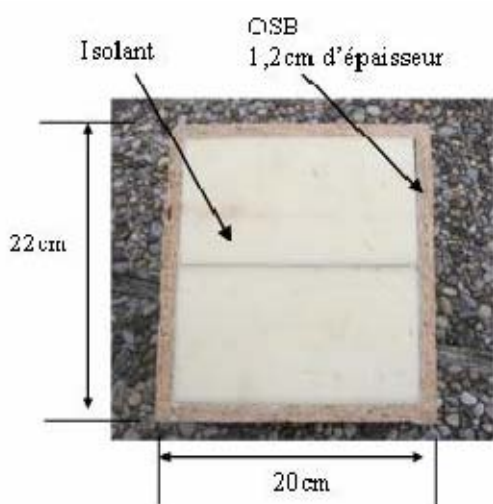


Figure 26 : Coupe d'un portique

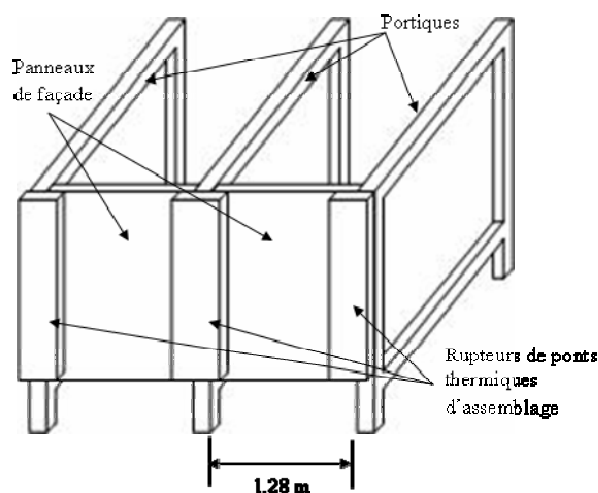


Figure 27 : Schéma des rupteurs de ponts thermiques d'assemblage

L'espacement entre les portiques est de 1.28m afin de recevoir les panneaux de façade de 1,25m en ayant un peu de jeu d'assemblage et d'espace pour le travail du bois dans le temps.

1.4.3. Configuration des panneaux de façade

La configuration étudiée sur la cellule expérimentale dans le cadre de ces travaux correspond à une enveloppe entièrement ventilée. Les panneaux de façade au sud et nord ainsi que ceux du plafond et du sol, comportent des cavités d'air de 5 cm d'épaisseur.

Les isolants utilisés sont des isolants sous vide (VIP : Vacuum Insulation Panel). Ils sont généralement constitués de nano-particules de silices ou de mousse de polyuréthane broyée, emprisonnées sous vides par un film soudé. Le film est en polymère métallisé ou aluminium laminé d'épaisseur entre 0.05 et 0.1 et entre 9 et 12 micromètre respectivement [IEA-A39, 2005]. Ceux utilisés ici sont constitués de nano-particules de silice sous un film en aluminium laminé. Les dimensions globales des VIP utilisés sont de 1.2 x 1m². Les ponts thermiques de jonction de deux panneaux VIP (du fait des revêtements aluminium) sont réduits par adjonction de plaque de polystyrène (PS) en quinconce avec les panneaux VIP. La Figure 28 illustre l'assemblage décrit et présente une photographie d'un panneau en cours d'assemblage.

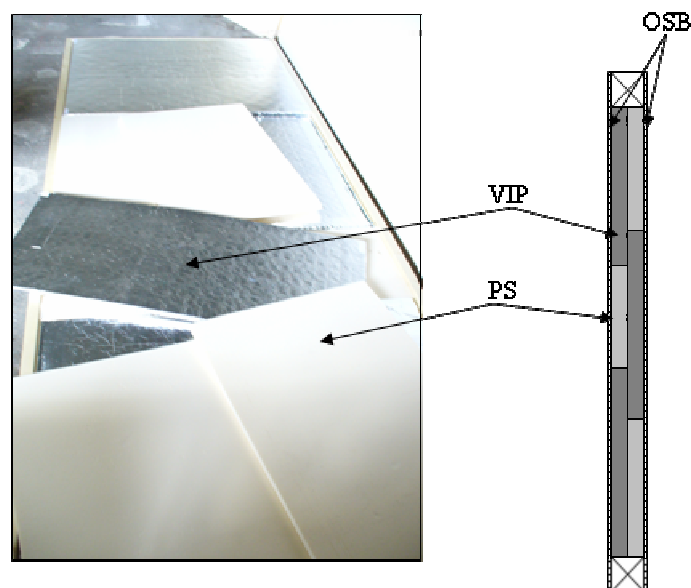


Figure 28 : Panneaux de façade ; à gauche : photographie d'un panneau avec VIP et PS ; à droite : dessin en coupe d'un panneau avec assemblage VIP / PS en quinconce.

Le Tableau 6 présente pour chaque façade la description des panneaux, les matériaux utilisés et les dimensions.

Tableau 6 : Description et composition des panneaux de façade utilisés

Façade	Description	Matériaux	Dimensions
Est et Ouest	Extérieur	Extérieur 6mm OSB 18cm PU Intérieur	2.5 x 3.5m ²
	Intérieur		
Nord, plafond et sol	Extérieur	Extérieur 6mm OSB 2cm PS 2cm VIP 5cm cavité d'air 6mm OSB Intérieur	2.4 x 1.25m ² (Nord) 3.4 x 1.25m ² (plafond et sol)
	Intérieur		
Capteur solaire	Extérieur	Extérieur 6/12/6 double vitrage 5cm cavité d'air 6mm OSB 2cm PS 2cm VIP 6mm OSB Intérieur	2.4 x 1.25m ²
	Intérieur		
Double peau	Extérieur	Extérieur 6/12/6 double vitrage 5cm cavité d'air 4/12/4 double vitrage faiblement émissif Intérieur	2.4 x 1.25m ²
	Intérieur		

Chaque cavité d'air est subdivisée en trois sous-sections. Des raidisseurs (tasseaux de bois) garantissent un espacement constant de 5cm et empêchent les panneaux horizontaux de fléchir dans le temps.

Le revêtement faiblement émissif du verre intérieur de la façade double peau est situé en « face 3 ». Il joue le rôle d'isolant puisque le verre intérieur du double vitrage réémet

majoritairement vers l'intérieur du volume et faiblement vers le verre extérieur au double vitrage (coté cavité d'air).

Les caractéristiques thermiques des matériaux ont fait l'objet de mesures spécifiques. Les conductivités thermiques de l'OSB, du PS et du PU ont été mesurées par la méthode de la plaque fluxmétrique (ou lambdamètre) [NF-EN 12667, 2001]. Cette méthode consiste en l'application d'un gradient constant de température de part et d'autre d'un échantillon d'une épaisseur mesurée. Des fluxmètres intégrés au système évaluent le flux traversant l'échantillon. L'écart de température, le flux mesuré et l'épaisseur permettent de remonter à la conductivité thermique. Les diffusivités thermiques des matériaux ont été mesurées à l'aide d'un CTmètre (basé sur le principe de la sonde à choc thermique [EN 993-15]). Après mesure de la densité, la chaleur spécifique est obtenue.

Le Tableau 7 récapitule les caractéristiques thermiques des matériaux utilisés. Les valeurs concernant les VIP sont tirées de [IEA –A39, 2005]. La conductivité thermique est prise comme moyenne intégrant les effets de bord du revêtement aluminium.

Tableau 7 : Caractéristiques thermiques des matériaux utilisés dans les panneaux de façade

	ρ (kg.m ⁻³)	C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	λ (mW.m ⁻² .K ⁻¹)
VIP	110	900	7
PU	80	1400	23.6
PS	30	1450	34.8
OSB	650	1700	132

Les surfaces extérieures ont été recouvertes d'une résine polyuréthane bi-composants, élastique étanche (FLEXOVOSS K6T) de couleur blanche et les surfaces des capteurs solaires de la même résine mais de couleur noire.

Les propriétés radiatives des résines sur les panneaux d'OSB ont fait l'objet de mesure par méthode spectrométrique suivant la norme NF EN 410, 1999. Les caractéristiques des doubles vitrages sont celles données par le fabricant (Glaverbel). L'ensemble des caractéristiques radiatives des surfaces est reporté dans le Tableau 8.

Tableau 8 : Caractéristiques radiatives des surfaces des matériaux utilisés

	α sur le spectre énergétique	ε aux grandes longueurs d'onde	τ sur le spectre énergétique
Peinture blanche	0.3	0.9	0
Peinture noire	0.94	0.9	0
OSB brut	0.4	0.9	0
Double vitrage	0.18	0.837	0.69
Double vitrage faiblement émissif	0.18	0.04 ⁽¹⁾	0.58

⁽¹⁾ sur la face avec le revêtement faiblement émissif

I.4.4. Actionneurs motorisés

La cellule expérimentale est équipée de ventilateurs tangentiels et de trappes motorisées. Les ventilateurs tangentiels (d'une puissance de 40W pour un débit maximum de 610m³.hr⁻¹) permettent de maîtriser les vitesses d'air dans le système. Des modifications du cahier des charges ont amené l'installation de deux ventilateurs sur les systèmes avec capteur solaire (SV1 et SV3) et d'un ventilateur dans le système double peau (SV2). Deux raisons justifient

cela, la première est l'homogénéisation des écoulements d'air dans les capteurs solaires et la deuxième, l'importance de bien maîtriser les flux au sein de ceux-ci plutôt que dans le système double peau, où les gradients de température sont beaucoup plus faibles.

Les trappes motorisées assurent la mise en place d'une configuration ou d'une autre (boucle fermée ou boucle ouverte). Elles sont usinées directement dans des blocs de PS afin de limiter les ponts thermiques. Un système de guidage par axe déporté et poulie assure leur mise en mouvement par l'intermédiaire d'un motoréducteur (de vitesse maximum de 10 tr.min^{-1} et d'une puissance de 3.9W). La Figure 29 présente les ventilateurs et les motoréducteurs utilisés.



Figure 29 : Ventilateur tangential (à gauche) et motoréducteur (à droite) utilisés

La commande des actionneurs est réalisée via un logiciel développé par le Laboratoire d'Automatique de Grenoble (LAG). Les ventilateurs sont alimentés par modulation en largeur d'impulsion. Les trappes motorisées sont contrôlées par une loi « tout ou rien » avec capteurs inductifs de retour de position. Une interface graphique a été développée et permet de piloter les actionneurs de manière manuelle ou automatique. Ce logiciel permet donc de « forcer » la configuration de la cellule expérimentale ou « d'asservir » la configuration suivant les entrées définies dans le programme de pilotage. Une largeur d'impulsion minimale est nécessaire à la mise en mouvement des ventilateurs. Le système dispose alors d'une vitesse minimale dans les cavités d'air.

1.4.5. Conditionnement des MCP utilisés

Les MCP utilisés sont conditionnés dans des briquettes en polyoléfine de dimensions $16.5 \times 13.5 \times 2.5 \text{ cm}^3$ fournie par CRISTOPIA (cf. Figure 30).



Figure 30 : Briquette en polyoléfine remplie de MCP

Un type de MCP est utilisé dans ces travaux : un acide gras eutectique. Il s'agit d'un matériau organique, composé d'un mélange à 73.5% d'acide caprique et 26.5% d'acide myristique [Achard, 1994]. Sa température de fusion (annoncée par le fabricant) est de 21°C, ce qui semble adapté à un scénario d'hiver.

I.5. Instrumentation et système d'acquisition

Afin d'évaluer l'état de la cellule expérimentale à chaque instant, un peu plus d'une centaine de capteurs y sont installés. Ces capteurs sont répartis sur les surfaces des différents panneaux de façade, sur les briquettes de MCP (lorsqu'elles sont en place) et dans le volume intérieur.

Les thermocouples utilisés sont de type K (alliage nickel-chrome / alliage nickel-aluminium(5%)-silicium), les fluxmètres utilisés sont à gradient tangentiel, un thermo hygromètre de type J est installé dans le volume intérieur. Un anémomètre film chaud est également utilisé pour faire des mesures de vitesse ponctuellement.

Dans la suite, les méthodes d'installation, le système d'acquisition sont présentés, ainsi qu'une brève évaluation du système global : capteur + acquisition.

I.5.1. Mesures de température

I.5.1.1. Température de surface

Les mesures de température de surface sont délicates car la présence du capteur modifie localement les échanges thermiques et génère donc une source d'erreur. Afin de minimiser les sources d'erreurs, les capteurs de température de surface sont installés durant la phase de fabrication des panneaux.

Un trou de 1mm de diamètre est percé dans les plaques d'OSB fermant les panneaux de façades. Les thermocouples sont introduits du côté intérieur et positionnés de telle sorte que le point de soudure arrive à fleur de la surface extérieure au panneau. Ils sont ensuite recouverts de pâte thermique pour amortir les échanges convectifs locaux et les surfaces extérieures sont alors peintes. De cette manière, les échanges convectifs et radiatifs au niveau du point de soudure sont sensiblement les mêmes que sur l'ensemble de la surface.

Un des trois systèmes ventilés (SV1) dispose de 5 capteurs par surface, permettant d'obtenir les gradients longitudinaux et transversaux des températures de surface. Les deux autres systèmes (SV2 et SV3) ne sont équipés que de deux capteurs, ne fournissant ainsi que les gradients longitudinaux.

La Figure 31 illustre l'emplacement des thermocouples sur les surfaces pour chacun des systèmes SV1, SV2 et SV3. Le positionnement des capteurs dans la Figure 31 s'applique pour toutes les surfaces identifiées dans la Figure 32 et pour chacun des systèmes.

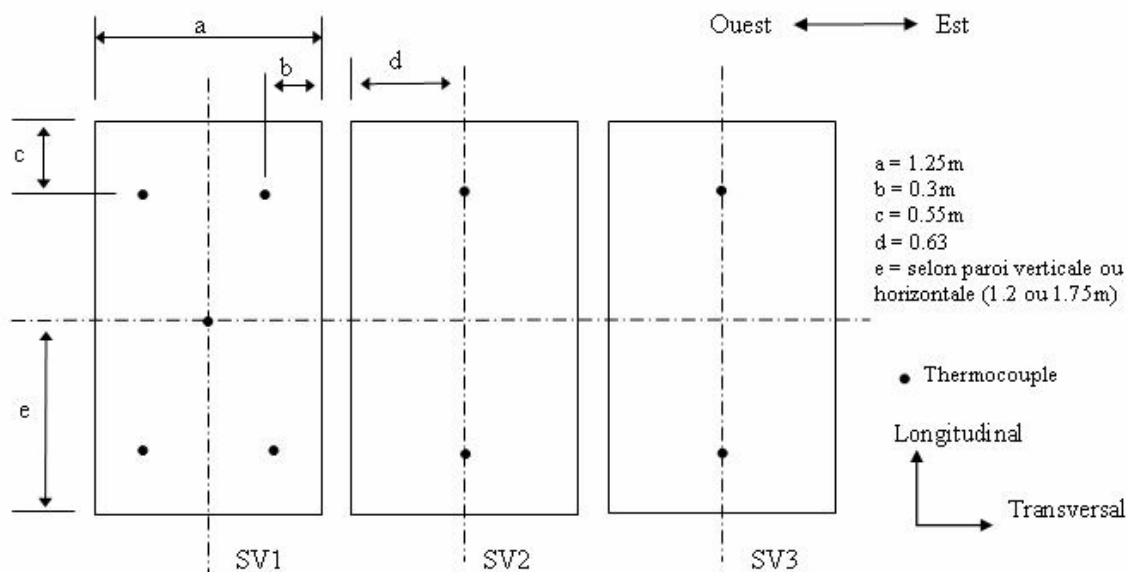


Figure 31 : Emplacement des thermocouples sur les surfaces des panneaux de façade

Toutes les surfaces ne disposent pas de capteurs. Sur une vue en coupe, la Figure 32 illustre les surfaces ayant des capteurs. Ces surfaces sont tracées en noir épais. Aucun double vitrage installé (façade double peau et vitrage des capteurs solaires) ne dispose de capteur (température ou flux).

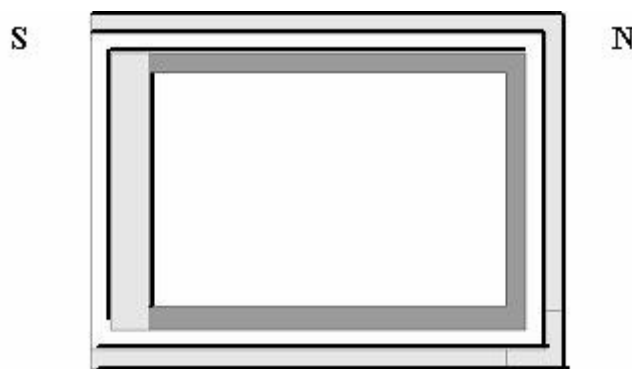


Figure 32 : Vue en coupe, surfaces équipées de capteurs surlignées en noir

I.5.1.2. Température d'air

Les mesures des températures d'air dans les cavités sont réalisées aux quatre coins de SV1 et au deux coins supérieurs de SV2 et SV3. Des thermocouples de type K sont introduits au travers des parois d'angle (raccord entre panneau vertical et horizontaux en PVC) et positionnés de sorte que le point de soudure se trouve au centre des cavités. Deux mesures sont faites afin d'évaluer les gradients transversaux de température d'air. La Figure 33 illustre le positionnement des thermocouples dans les cavités d'air.

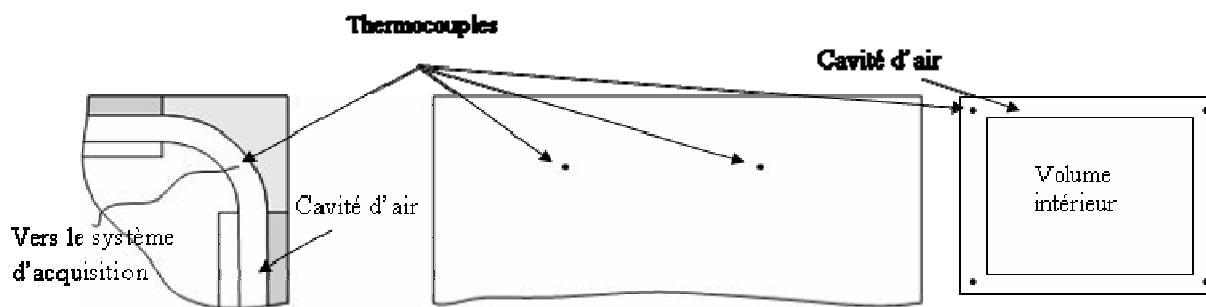


Figure 33 : Positionnement des thermocouples dans les cavités d'air : coupe transversale (à gauche), vue de face (au centre), vu globale du système (à droite)

1.5.2. Mesures fluxmétriques

Des fluxmètres thermiques à gradient tangentiel dont la détermination des sensibilités (en $\mu V \cdot W^{-1} \cdot m^{-2}$) est définie par le fournisseur ont été utilisés. Dix fluxmètres sont disposés de part et d'autre de cinq briquettes de MCP lorsque celles-ci sont disposées dans la cellule test. La disposition des briquettes équipées de fluxmètre est identique à la surface de gauche de la Figure 31 (sur SV1).

1.5.3. Mesures anémométriques

Des mesures des vitesses d'air dans les cavités tant en régime forcé que naturel ont été faites. Une sonde anémométrique omnidirectionnelle à film chaud est introduite par le volume intérieur dans la cavité et est positionnée de sorte que le point de mesure soit au centre de la cavité.

Les mesures de vitesse se font dans la cavité du panneau de toiture des systèmes SV1 et SV2. La disposition des ventilateurs pour SV3 étant identique à SV1, les profils de vitesse sont considérés similaires. La Figure 34 illustre le positionnement de la sonde dans la cavité.

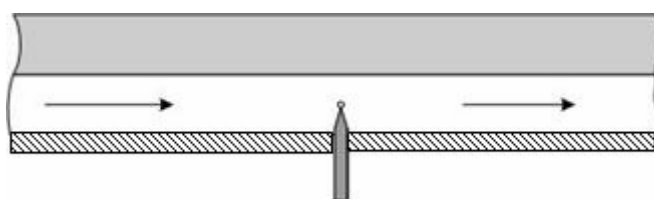


Figure 34 : Installation de la sonde anémométrique dans la cavité supérieure

1.5.4. Système d'acquisition

Le système d'acquisition est installé dans la cellule test. Une centrale d'acquisition autonome CR23X Campbell Scientific, couplée à cinq multiplexeur AM25T assure le scrutage des 125 voies connectées. Le balayage et la sauvegarde de l'ensemble des voies sont assurés toutes les minutes. Les données sont exportées toutes les 30min sur un PC externe via le réseau

informatique et une interface de communication (logiciel PC208 Datalogger). L'impédance d'entrée étant très importante, la longueur des capteurs (thermocouples allant de 7 à 13 m) n'a pas d'influence sur la réception des signaux.

1.5.5. Incertitudes de mesures

Des mesures en laboratoire ont été faites sur le système global d'acquisition avec des thermocouples et des fluxmètres. Il ne s'agit pas de redéfinir la sensibilité des fluxmètres ou le polynôme d'intégration des thermocouples mais d'une simple observation des écarts entre une mesure étalon et les données fournies par le système d'acquisition global (capteur, Multiplexer, Centrale CR23X).

Les incertitudes de mesures globales des capteurs installés dans la cellule sont plus complexes à définir. L'installation des thermocouples sur les surfaces engendre une erreur du fait de la présence du capteur. Les fluxmètres placés sur les briquettes de MCP n'ont pas les mêmes propriétés radiatives que les surfaces des briquettes et modifient donc les transferts thermiques localement. Enfin, le thermo-hygromètre, placé au centre du volume, ne tient pas compte de la stratification de l'air intérieur.

1.5.5.1. Sur la mesure de température

Les thermocouples ainsi qu'une sonde platine étalon de température ont été testés dans un bain à différentes températures. Les données stockées par le système d'acquisition ont ensuite été comparées à la mesure de la sonde platine.

Les erreurs relatives ont été évaluées en prenant l'écart moyen sur la période d'acquisition par rapport à la mesure de la sonde platine. La Figure 35 présente, pour cinq thermocouples connectés au système d'acquisition, les erreurs relatives sur la température de référence pour neuf mesures de température entre 5°C et 45°C. Des erreurs de moins de 1% sont observées pour des températures comprises entre 15°C et 45°C et inférieures à 5% pour des températures plus basses.

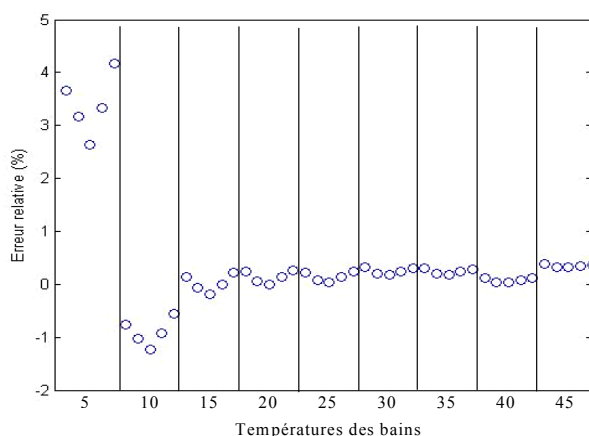


Figure 35 : Erreurs relatives du système d'acquisition sur la mesure de différentes températures

I.5.5.2. Sur la mesure de flux

De façon analogue, les fluxmètres ont fait l'objet de comparaison entre le flux traversant un isolant étalon et les données relevées par le système d'acquisition.

Les fluxmètres, connectés à la centrale d'acquisition ont été introduits dans le lambdamètre [NF-EN 12667, 2001] dans lequel une plaque de polystyrène étalon était soumise à un gradient de température constant. Trois campagnes de mesure ont été faites sur 6 fluxmètres avec un flux de 17.3W.m^{-2} (afin de limiter les effets de bords, pas plus de deux fluxmètres étaient déposés dans le lambdamètre à la fois). Le gradient de température était maintenu durant une période de 2 jours. Les erreurs relatives sur les flux et sur les températures des fluxmètres ont été évaluées en prenant le flux au travers de la plaque étalon comme référence.

Le Tableau 9 présente les résultats obtenus sur les températures et les flux donnés par les fluxmètres connectés au système d'acquisition.

Tableau 9 : Erreur relative de mesure sur les températures et flux des fluxmètres à gradient tangentiel

N°	T						Φ					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
ε %	7.87	7.26	9.17	7.12	7.12	9.04	2.51	3.22	2.64	1.78	2.47	6.87

I.5.5.3. Sur la mesure de vitesse

La sonde de vitesse utilisée est un anémomètre TSI omnidirectionnel à température constante avec compensation de la température dans un domaine allant de 0°C à 60°C . L'incertitude sur la mesure de la vitesse est donnée par le fabricant. C'est la plus défavorable des deux valeurs : $\pm 0.025\text{ms}^{-1}$ et $\pm 3\%$ de la mesure pour une température comprise entre 20°C et 26°C en ajoutant 0.5% par $^{\circ}\text{C}$ en dehors de cet intervalle. La mesure de la vitesse est la moyenne de 20 mesures par constante de temps supérieure à la seconde (la fréquence maximum de scrutage est de 20Hz , quelle que soit la constante de temps inférieure à la seconde). La constante de temps utilisée ici est de 10 secondes. Les mesures sont donc des moyennes de 20 mesures faites durant cette constante de temps.

I.5.6. Définition des gains internes

Le système d'acquisition, alimenté sur le secteur, est installé dans le volume intérieur. Les actionneurs sont alimentés par une alimentation 24V raccordée au secteur. Un ordinateur permettant de piloter les actionneurs, de vérifier l'acquisition via le réseau informatique est également à l'intérieur du volume. Tous ces éléments consomment une certaine puissance électrique transformée par effet joule en calories à l'intérieur du volume. La cellule expérimentale ne disposant pas de système de renouvellement d'air et disposant d'une bonne isolation, les gains internes, même faibles, doivent être considérés.

Des mesures de courant à l'aide d'une pince ampèremétrique ont été faites pour différents régimes de fonctionnement des ventilateurs et en présence ou non de l'alimentation du moniteur de l'ordinateur. Les ventilateurs ayant un rendement mécanique de 70% , 30% de l'énergie consommée est diffusée par effet joule à l'intérieur du volume (les moteurs étant en contact direct avec l'air intérieur).

Le Tableau 10 présente les puissances dissipées dans le volume suivant différentes configurations (le pourcentage des ventilations correspond au pourcentage d'alimentation dans la gamme des modulations en largeur d'impulsion ; la présence de PC dans la colonne « configuration » signifie que l'ordinateur est alimenté).

Tableau 10 : Définition des puissances dissipées dans le volume pour plusieurs configurations

configuration	SV1	SV2	SV3	P_{diss} (W)
PC	100%	100%	100%	119.9
PC	50%	100%	50%	113.3
PC	30%	50%	30%	102.1
PC	10%	30%	10%	95
PC	0%	0%	0%	77
PC+Moniteur	0%	0%	0%	110
/	0%	0%	0%	22

SV1 Système ventilé avec capteur solaire (à l'ouest)

SV2 Système ventilé avec double peau (au centre)

SV3 Système ventilé avec capteur solaire (à l'Est)

 P_{diss} Puissance dissipée dans le volume intérieur

I.6. Conclusion

Le support expérimental a été présenté, les choix techniques structurels, de conception et d'assemblage des panneaux ont été dictés à la fois par le cahier des charges, établi en phase amont, et par les études bibliographiques faites sur le sujet d'enveloppes multifonctionnelles intégrées au bâtiment.

Le CSTB dispose après ce travail d'une cellule expérimentale modulaire dite « vraie grandeur ». Cette cellule peut être le support de mesures scientifiques ou industrielles. Sans aménagement particulier du squelette, les panneaux à tester doivent avoir des dimensions bien précises. Des raccords au cas par cas doivent être conçus entre les panneaux verticaux et horizontaux. Plusieurs photographies de la cellule sont présentées en Annexe III.1.

Les panneaux utilisés dans ce travail ont été décrits, les matériaux utilisés présentés et leurs caractéristiques thermiques mesurées. L'instrumentation globale de la cellule a également été présentée ainsi que le protocole d'installation des capteurs.

Les données récoltées permettent de caractériser le système et de quantifier les erreurs introduites dans le modèle numérique par le choix d'hypothèses simplificatrices. Les hypothèses les plus fortes et inhérentes au type de modélisation utilisée (méthode nodale) sont :

- Température homogène de surface
- Ecoulement d'air établis et homogènes, sans gradients transversaux de température

Cette caractérisation fait l'objet de la partie suivante. A partir des données expérimentales les gradients sont évalués sur l'ensemble des surfaces équipées de capteur. Les vitesses d'air sont mesurées. L'homogénéité des flux et température des briquettes de MCP réparties sur les surface est également évaluée.

Malgré un fluxmètre défaillant et un ou deux thermocouples dont les fils ont dû être reconnectés à la centrale, tous les capteurs fonctionnent.

II. Caractérisation du fonctionnement du système

La cellule expérimentale a pour premier objectif de fournir des mesures permettant une confrontation avec les résultats du code de simulation. La caractérisation de la cellule test et de son fonctionnement est une étape nécessaire. Elle permet d'identifier dans quelle mesure la cellule peut valider les hypothèses du modèle. Les tolérances acceptables lors des confrontations mesures/simulations sont définies à partir des résultats de la caractérisation.

Les profils des vitesses et températures d'air dans les cavités sont tout d'abord présentés. Les observations faites permettent d'interpréter les profils des gradients transversaux sur les différentes surfaces des panneaux de façade du système SV1. Les gradients longitudinaux sont ensuite présentés et une brève comparaison est proposée avec les deux autres systèmes (SV2 et SV3). La caractérisation se termine par l'analyse des gradients sur une paroi interne Nord, contenant des briquettes de MCP. Les transitions de phase sont analysées.

Les périodes présentées dans la suite, sauf spécification, sont prises entre le 9 et le 27 février 2007. L'origine en temps dans les graphiques présentés, sauf spécification, correspond à l'heure 00h00 (minuit se situe donc à 0h modulo 24h).

II.1. Caractérisation des écoulements dans les cavités d'air

Les profils des vitesses dans les trois sous-sections des cavités d'air sont présentés dans la suite. La disposition des ventilateurs étant identique pour les deux systèmes avec capteur solaire (SV1 et SV3), seul les profils des vitesses dans SV1 et SV2 ont été évalués. Les températures d'air sont ensuite présentées pour les 4 coins du système SV1 sous forme de gradient transversal et longitudinal (cf. Figure 33 pour l'emplacement des capteurs).

II.1.1 Vitesse d'air dans les cavités

La cellule est soumise aux conditions climatiques externes. A moins de disposer de plusieurs sondes pour tracer les profils des vitesses d'air, les mesures en convection naturelle ne peuvent se faire qu'à un endroit donné. Les profils ont donc été tracés dans la configuration de régime forcé. Les vitesses d'air en régime naturel ne sont mesurées qu'en un endroit de la cavité, dans la sous-section centrale (cf. Figure 36).

II.1.1.1. Régime de convection forcée

Les profils des vitesses d'air ont été mesurés dans la cavité du panneau de toiture, à une distance de 2m du coin Haut Sud (raccord entre panneau Sud et panneau de toiture), dans les deux configurations de ventilation (deux et un ventilateur : SV1 et SV2 respectivement) et sous différents régimes d'alimentation (en pourcentage de MLI (Modulation en largeur d'impulsion)).

La Figure 36 illustre les points de mesure entre les sous-sections des cavités d'air (à 2 et 5cm de chaque paroi et au centre).

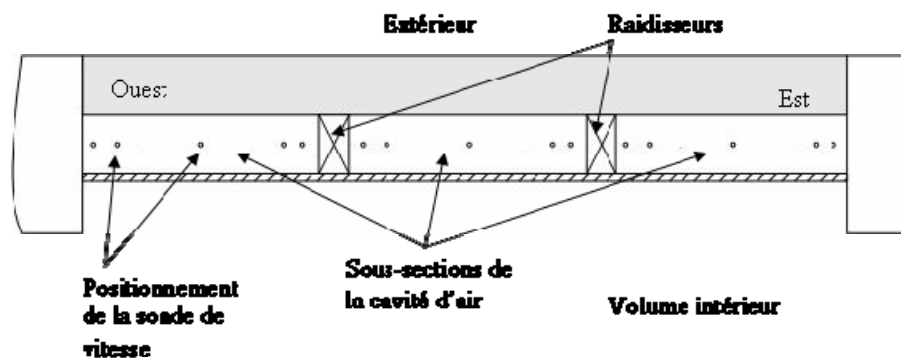


Figure 36 : Points de mesures de vitesse dans les trois sous-sections

La Figure 37 présente les profils de vitesse dans les trois sous-sections de la cavité d'air du système SV1 (les ventilateurs y sont également schématisés). Cinq régimes de vitesse sont présentés.

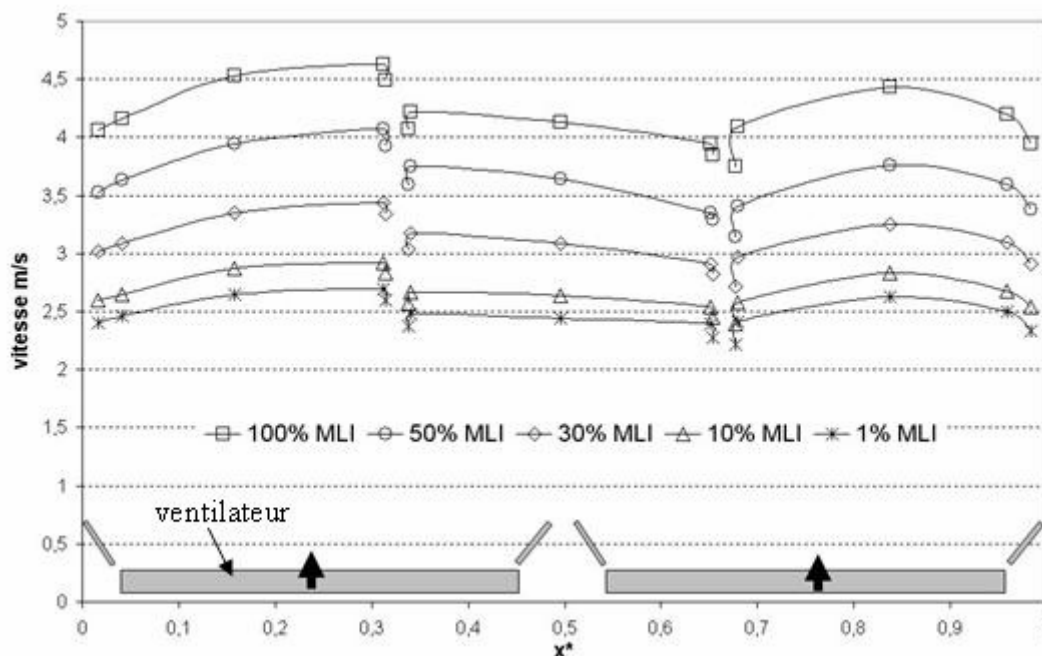


Figure 37 : Profils des vitesses d'air dans les sous-sections de la cavité du système SV1

Les profils d'air dans les trois sous-sections montrent des écarts de vitesse jusqu'à 0.5m/s. Au regard des profils de vitesse, les gradients transversaux des températures d'air entre les points de mesure ne seront pas homogènes. Les points de mesure correspondent à $x^* = 0.25$ et 0.75 sur SV1 (cf. Figure 33) où un écart d'un peu moins de 0.5m/s est observé sur la Figure 37.

La Figure 38 présente les profils de vitesse du système SV2 (le ventilateur et les divergents y sont schématisés). Cinq régimes de vitesse sont également présentés.

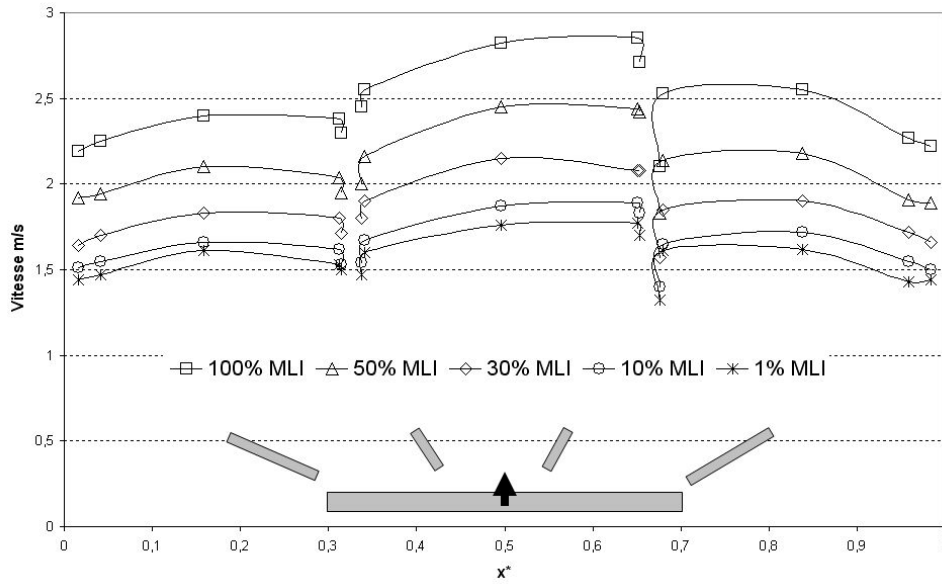


Figure 38 : Profils des vitesses d'air dans les sous-sections de la cavité du système SV2

Le système SV2 présente des profils de vitesse différents. Malgré la pose de divergents en sortie de ventilateur, la sous-section centrale est nettement sur-ventilée par rapport aux deux autres.

Les surfaces de SV2 ne sont équipées de capteurs que suivant l'axe de l'écoulement (gradients longitudinaux ; cf. Figure 31). Les points de mesure des températures se situent à $x^*=0.5$, les mesures sont à prendre avec précaution, en considérant les inhomogénéités présentées.

Pour les deux systèmes, l'hypothèse d'écoulement homogène n'est pas vérifiée. Les profils observés permettent d'expliquer en partie les ordres de grandeur des gradients de température présentés dans la suite. De plus, ces inhomogénéités doivent être considérées lors de la confrontation du code de simulation avec les mesures.

II.1.1.2. Régime de convection naturelle

Des mesures de vitesse d'air pour des régimes de convection naturelle ont été faites en un point de la sous-section centrale.

La Figure 39 présente les vitesses d'air mesurées dans la sous-section centrale de la cavité d'air du panneau de toiture. Les mesures sont effectuées sur SV1 au centre de cette sous-section ($x^*=0.5$). La température extérieure (T_{ext}) et l'ensoleillement sur une surface verticale orientée au Sud (IR) sont également représentés.

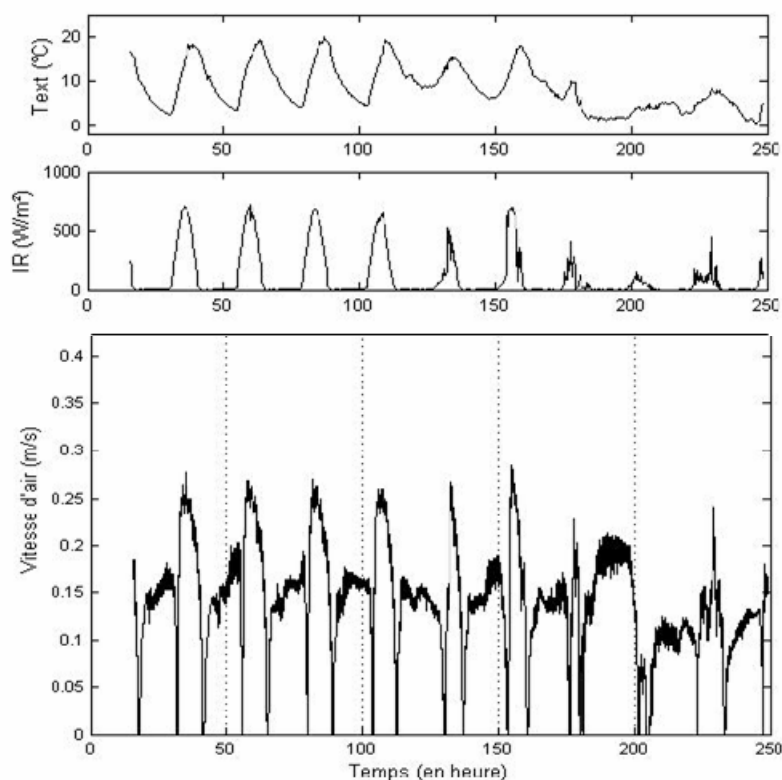


Figure 39 : Vitesse d'air dans la cavité d'air du panneau de plafond en convection naturelle avec température extérieure et ensoleillement.

La sonde utilisée est omnidirectionnelle, les vitesses d'air sont donc affichées toujours positives, quel que soit le sens de circulation de l'air dans le système. Toutefois, la Figure 39 montre clairement les périodes de circulation ascendante et descendante au capteur solaire (circulation diurne et nocturne). Le passage de l'une à l'autre mesure des vitesses nulles.

Les régimes des vitesses montrent un déplacement important. Une particule d'air, à une vitesse de 0.25m/s mettra moins d'une minute pour parcourir tout le système et moins d'une minute trente pour la parcourir à une vitesse de 0.15m/s.

II.1.1.3. Conclusion

Des mesures de vitesse, à l'aide d'une sonde anémométrique à film chaud ont été effectuées pour les deux configurations de ventilation (un et deux ventilateurs) et pour les deux régimes de convection. Ces mesures ont permis de soulever un certain nombre de points énumérés ci-dessous :

- En convection forcée, les vitesses d'air dans le système sont très élevées. La configuration avec deux ventilateurs donne des vitesses comprises entre 2.5 et 4.5m/s ; la configuration avec un ventilateur, des vitesses entre 1.5 et 2.5m/s ;
- Dans les deux systèmes les écoulements ne sont pas homogènes. La sous-section centrale est sous-ventilée pour le SV1 (deux ventilateurs) et sur ventilée pour le SV2 (un ventilateur) ;

- Les vitesses d'air mesurées en convection naturelle montrent des vitesses variant entre 0.27m/s pour les jours ensoleillés (sens ascendant au capteur solaire) et 0.17m/s en recirculation nocturne (sens descendant au capteur solaire).

A la suite des mesures effectuées, l'hypothèse d'écoulement homogène pour le modèle numérique n'est pas vérifiée. Ces inhomogénéités sont des sources d'erreur et doivent être considérées dans la validation du code (cf. Chapitre IV). Les vitesses imposées dans le modèle seront les moyennes respectives des mesures présentées ici.

II.1.2. Profil des températures d'air

Dans la suite, seuls les gradients de température d'air du système SV1 sont présentés. Ceux observés sur les systèmes SV2 et SV3 sont reportés en Annexe III.2. Les résultats sont toutefois intégrés dans les conclusions.

II.1.2.1. Gradient transversaux de température d'air dans les cavités

La Figure 40 présente les conditions météorologiques (température extérieure, ensoleillement sur surface verticale orientée au Sud, vitesse et direction du vent) de la période utilisée en régime de convection naturelle. La Figure 41 présente celles de la période utilisée en régime de convection forcée.

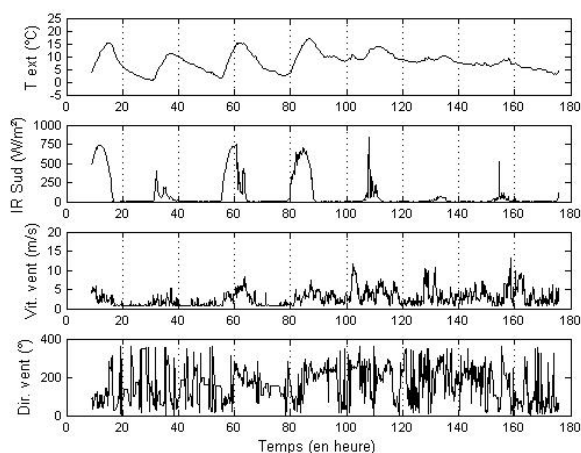


Figure 40 : Conditions météorologiques de la période en régime de convection naturelle

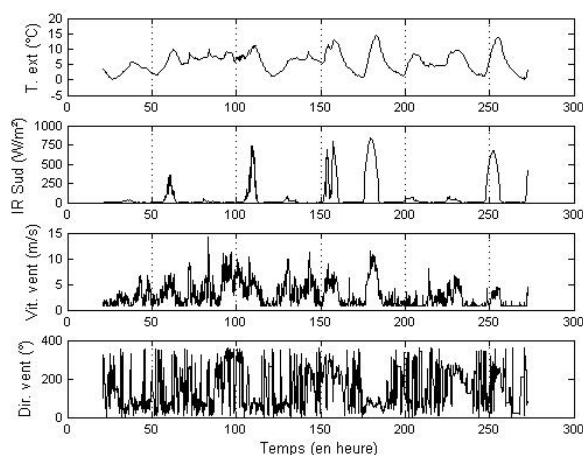


Figure 41 : Conditions météorologiques de la période en régime de convection forcée

Les gradients transversaux de température dans les 4 coins du système SV1 pour les régimes de convection naturelle et forcée sont présentés dans les Figure 42 et Figure 43 respectivement. Ils sont notés positifs dans le sens Ouest-Est.

Pour le régime de convection naturelle (cf. Figure 42), de fortes dynamiques s'observent. La cavité d'air du capteur solaire n'est pas subdivisée en trois sous-sections et l'élévation de température est très importante. L'air, en sortie du capteur solaire, atteint les 70°C. Il gagne près de 40°C par rapport à l'entrée du capteur (cf. II.1.2.2. *Gradients longitudinaux de température d'air dans les cavités*). Les dynamiques observées sont certainement le fruit de fortes turbulences dans l'écoulement en sortie de capteur. De plus, les évolutions des profils

sur les quatre coins montrent une stabilisation progressive de l'écoulement jusqu'à moins de 1 degré d'écart en entrée de capteur solaire (Coin bas Sud).

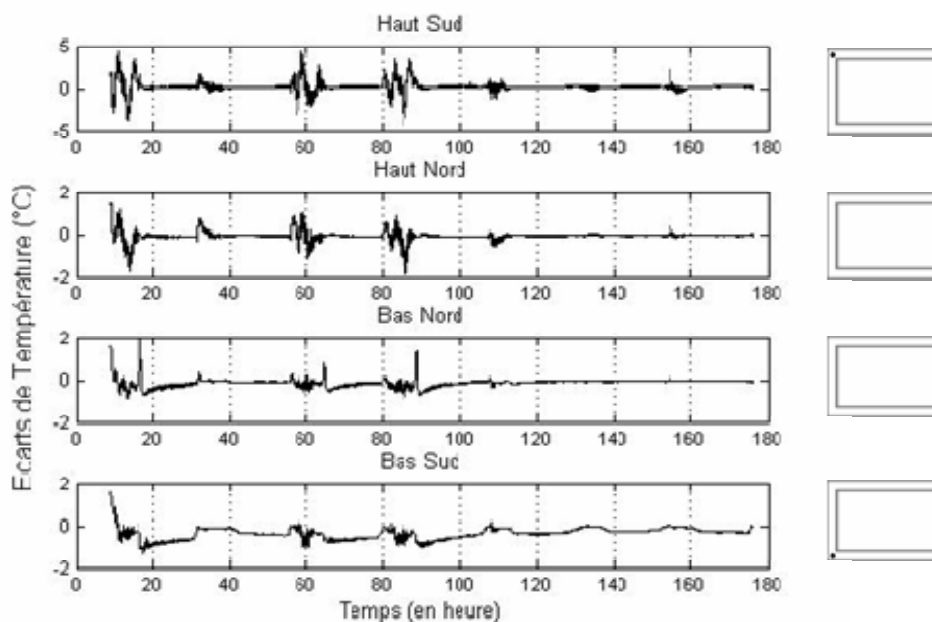


Figure 42 : Gradients transversaux des températures d'air en convection naturelle

Compte tenu des niveaux de température atteints (70°C) en sortie de capteur, les ordres de grandeurs observés ne remettent pas en cause l'hypothèse de température homogène transversalement à l'écoulement.

Concernant le régime d'écoulement de convection forcée, la répartition non homogène des écoulements dans les trois sous-sections des cavités est bien visible (cf. Figure 43). Les profils de vitesse d'air dans les trois sous-sections (cf. Figure 37) avaient fait pressentir de tels profils sur les gradients de température.

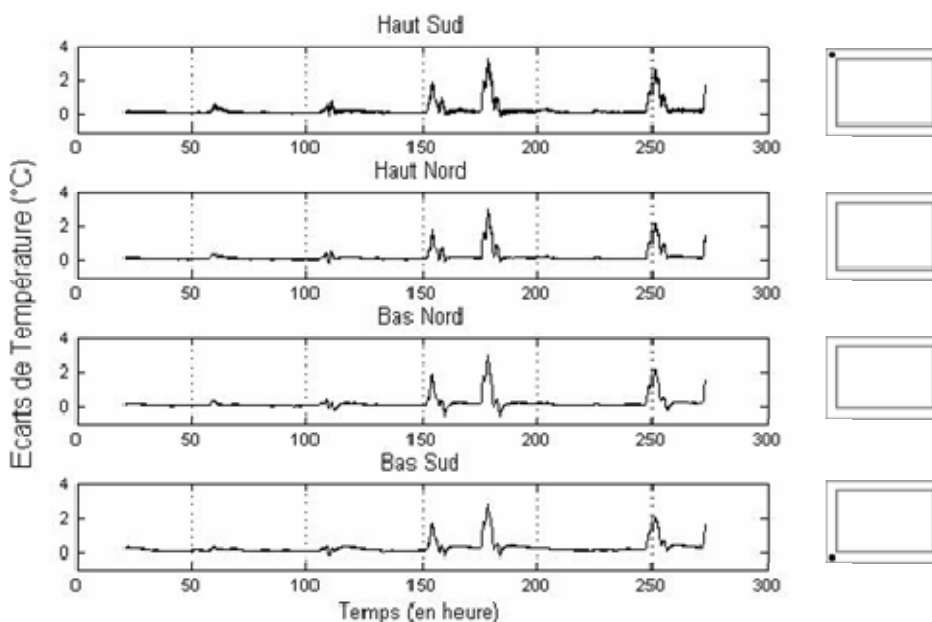


Figure 43 : Gradients transversaux des températures d'air en convection forcée

Ces gradients observés, de la même manière que les inhomogénéités sur les profils de vitesse, seront source d'erreur pour la validation du modèle numérique. Là encore, les valeurs moyennes des températures d'air seront prises pour la confrontation avec le modèle.

II.1.2.2. Gradients longitudinaux de température d'air dans les cavités

Les gradients longitudinaux sont définis comme la différence entre les températures de sortie et d'entrée des cavités d'air. Ils sont notés positifs dans le sens d'un écoulement forcé (sens ascendant au capteur solaire). Deux gradients par cavité sont présentés considérant les capteurs positionnés à l'Ouest et ceux à l'Est respectivement de chacune des surfaces (cf. Figure 31). Sur les deux figures, les évolutions des gradients sont très proches et il est difficile de les distinguer.

Les Figure 44 et Figure 45 présentent les mesures des gradients aux quatre coins du système sous des régimes de convection naturelle et forcée respectivement, sur les mêmes périodes présentées précédemment.

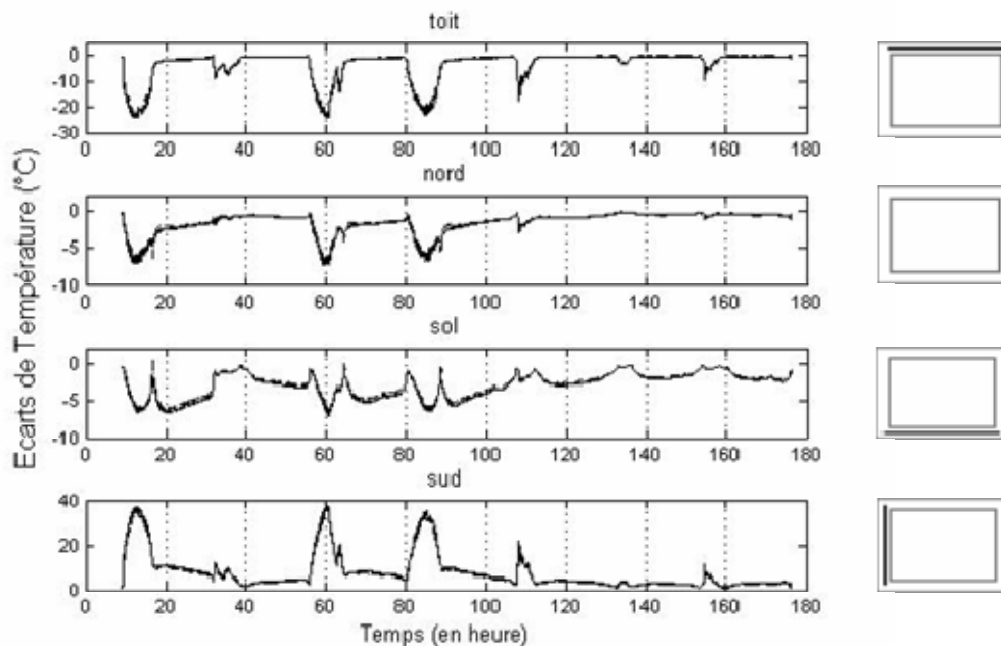


Figure 44 : Gradients longitudinaux des températures d'air en convection naturelle
(trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

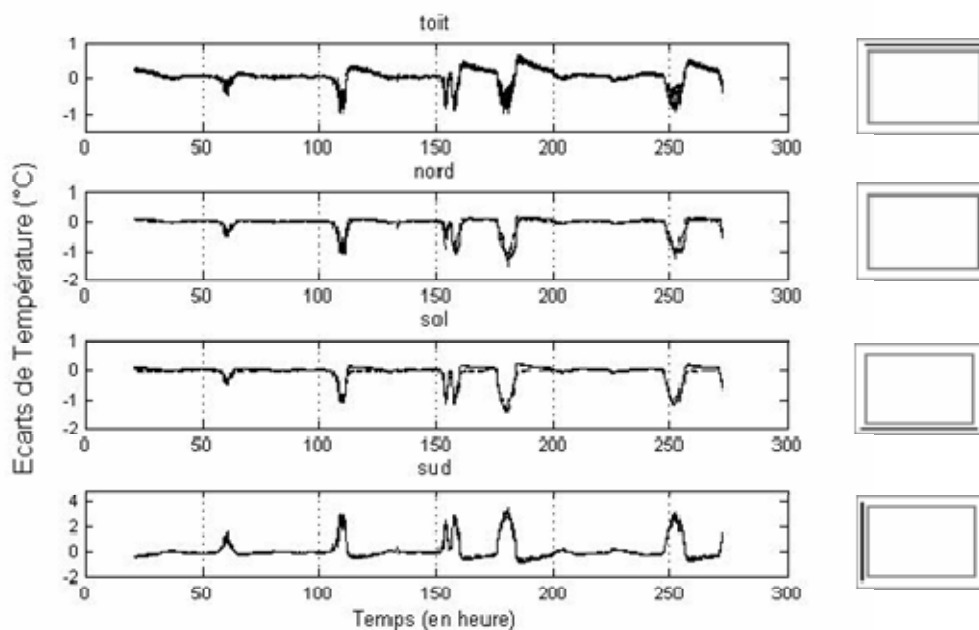


Figure 45 : Gradients longitudinaux des températures d'air en convection forcée
(trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

Pour les régimes de convection naturelle (Figure 44), la majeure partie de l'énergie captée au Sud « stagne » dans la cavité du panneau toiture. Le reste est réparti de manière homogène dans les cavités des panneaux Nord et au sol. De plus, on observe des gradients de température compris entre 5 et 10 degrés en période nocturne dans le capteur solaire. Ces gradients sont les moteurs de l'écoulement inverse (sens descendant au capteur solaire).

Le régime de convection forcée homogénéise grandement le système puisque les températures aux quatre coins sont relativement proches les unes des autres.

II.1.2.3. Conclusion

Les deux paragraphes précédents ont présenté les écarts de température d'air transversalement et dans l'axe de d'écoulement, pour des régimes de convection naturelle et forcée. Des observations peuvent être dégagées des figures présentées. Elles sont énumérées ci-dessous.

- En convection naturelle et pour des journées fortement ensoleillées, l'écoulement semble être turbulent en partie haute du capteur solaire et dans le panneau de toiture. Une stabilisation est ensuite observée ;
- Sous un régime de convection forcée, les gradients transversaux de température confirment la non homogénéité de l'écoulement ;
- En convection naturelle, l'énergie captée en façade Sud est majoritairement distribuée dans le panneau de toiture, puis de manière homogène dans les panneaux Nord et de sol ;
- Le régime de convection forcée homogénéise fortement l'ensemble des températures d'air autour de l'enveloppe.

Les deux autres systèmes (SV2 et SV3) ne disposent de capteur que dans les coins supérieurs (Sud et Nord). Les gradients sur les températures d'air pour ces deux systèmes sont reportés en Annexe III.2. Les mêmes conclusions que précédemment peuvent être énoncées. Le système SV2 (avec façade double peau) présente naturellement des ordres de grandeur plus faibles en convection naturelle.

Ces profils permettent de visualiser les erreurs introduites par les hypothèses de la modélisation. La confrontation avec les résultats numériques se fera à partir des valeurs moyennes des différents thermocouples.

Les profils des écoulements étant maintenant connus, les gradients de température sur les surfaces des panneaux sont étudiés dans la suite.

II.2. Gradients transversaux des températures de surface

Les gradients transversaux de température de surface sont présentés ci-dessous pour les différentes configurations du système : convection naturelle, forcée. Les gradients transversaux ne sont mesurés que sur SV1 (avec capteur solaire) (cf. Figure 31).

Les écarts présentés sont positifs dans le sens Ouest-Est. Deux gradients sont présentés par surface (en haut et en bas pour les surfaces verticales et au nord et au sud pour les surfaces horizontales). Sur plusieurs figures les deux gradients sont très proches. Il est alors difficile de distinguer les deux courbes.

Rappel : *L'acquisition d'un thermocouple sur la surface extérieure du panneau Nord a été défaillante durant la période présentée ci-dessous en convection forcée. Ceci explique, sur certains graphiques, la présence d'une seule courbe.*

II.2.1. Régime de convection naturelle

Les emplacements des capteurs et les surfaces équipées sont présentés dans les Figure 31 Figure 32 respectivement.

Les Figure 46 à Figure 49 présentent les gradients transversaux de température sur les quatre panneaux constituant le système (panneau de toiture, au nord, au sol et le capteur solaire). Les conditions météorologiques de la période sont celles présentées en Figure 40.

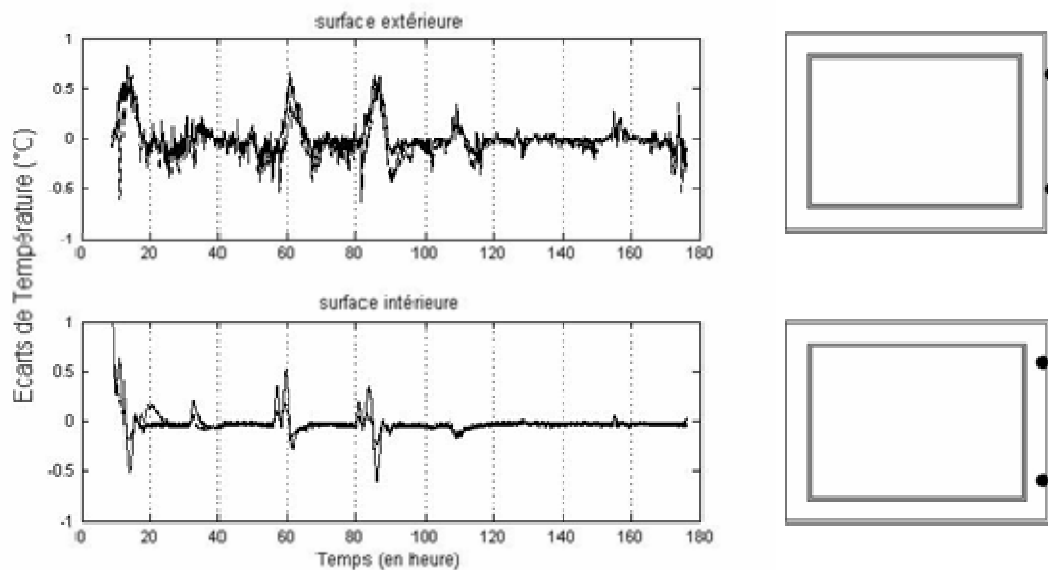


Figure 46 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau Nord
(trait plein : au haut de la surface ; trait pointillé : bas de la surface)

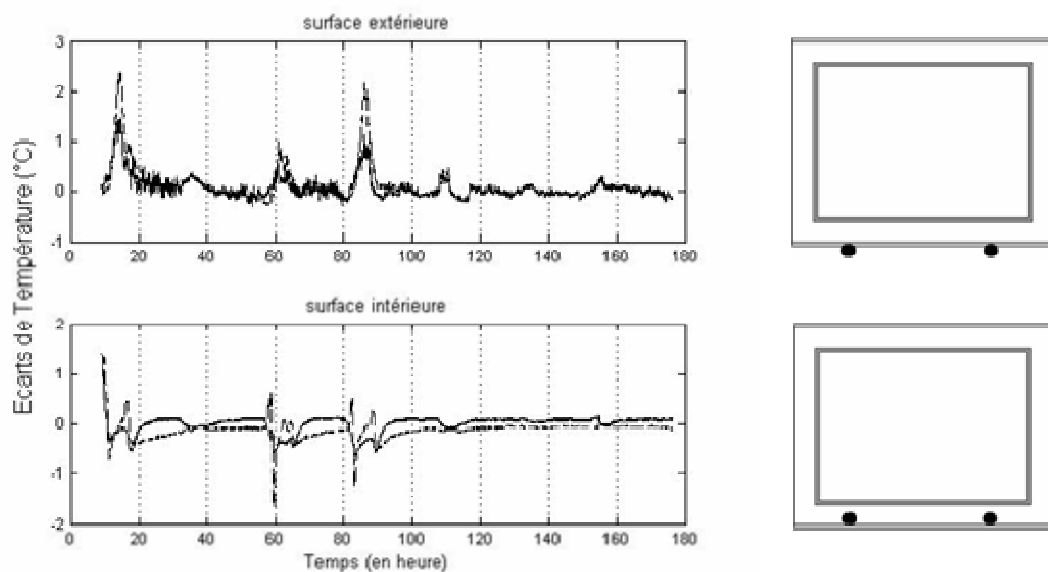


Figure 47 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de sol
(trait plein : nord de la surface ; trait pointillé : sud de la surface)

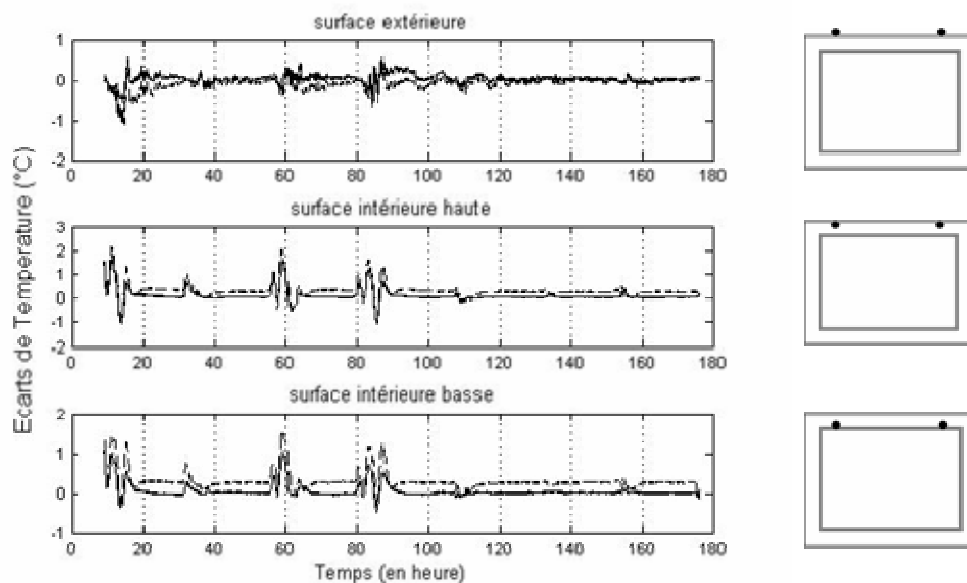


Figure 48 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de toiture (trait plein : nord de la surface ; trait pointillé : sud de la surface)

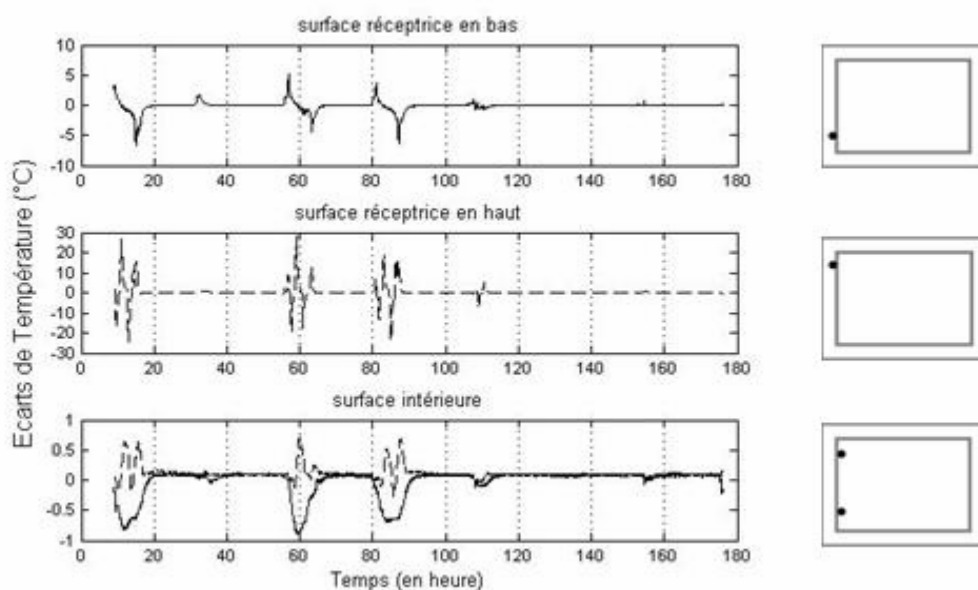


Figure 49 : Gradients transversaux des températures de surface sur le capteur solaire (trait pointillé : haut de la surface ; trait plein : bas de la surface)

Les gradients transversaux des surfaces des panneaux nord, au sol et en toiture (Figure 46 à Figure 48) restent dans des ordres de grandeur faibles (inférieur au $^{\circ}\text{C}$). Les maximums sont associés à des périodes de forts ensoleillements.

Les ordres de grandeur concernant la surface réceptrice du capteur solaire (Figure 49) sont complètement différents. On observe des écarts très importants entre les deux mesures de température en partie haute de la surface. Ceux concernant la partie basse de la surface réceptrice peuvent s'expliquer par la présence du flux solaire chauffant localement la surface. Le coefficient d'absorption de la surface est très important (0.94). Les premiers rayons de soleil chauffent localement la surface et créent un fort gradient de température.

Concernant la partie haute de la surface réceptrice, de tels écarts sont difficiles à imaginer sans considérer des erreurs potentielles de mesures. Les températures à ces instants atteignent

les 100°C, de fait, le moindre passage nuageux implique des chutes brutales de températures. L'écoulement de l'air influence également fortement les températures de surface. De forts mouvements turbulents peuvent également expliquer en partie de tels écarts. Les dynamiques observées sur les écarts vont dans le sens d'une explication de ce type.

Toutefois, étant données les fortes fluctuations des mesures de ces capteurs une erreur de mesure peut également être possible. La Figure 50 présente, pour un jour ensoleillé de la période présentée, les courbes de température pour les cinq capteurs positionnés sur la surface (cf. Figure 31 pour l'emplacement des capteurs). Les deux capteurs en position haute présentent de fortes fluctuations contrairement aux autres. Un mauvais positionnement du point de soudure du thermocouple peut être à l'origine de ces fluctuations. Ainsi les écarts observés sont sans doute le fruit des éléments précités auxquels s'ajoute une erreur de mesure.

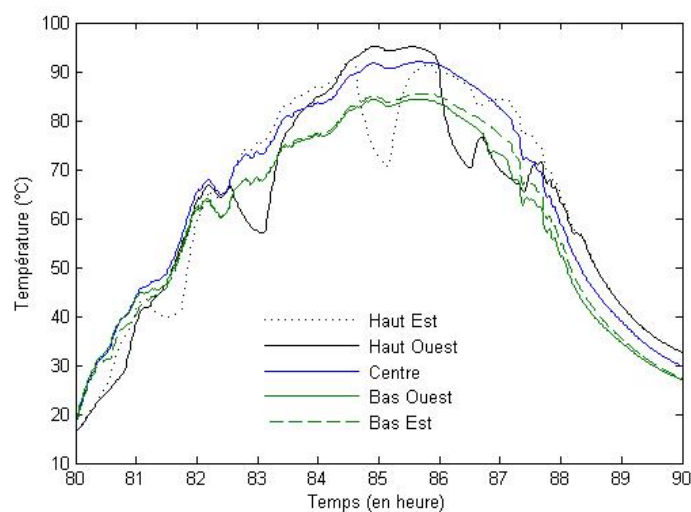


Figure 50 : Température des thermocouples situés sur la surface réceptrice du capteur solaire

Ces fortes fluctuations empêchent toute comparaison avec le code de simulation. L'approche 1D de la modélisation amène à confronter les températures de la surface réceptrice à partir de la mesure au centre de la surface (courbe bleue).

II.2.2. Régime de convection forcée

Les Figure 51 à Figure 54 présentent les gradients transversaux dans la configuration de convection forcée. Les conditions météorologiques correspondantes sont présentées en Figure 41.

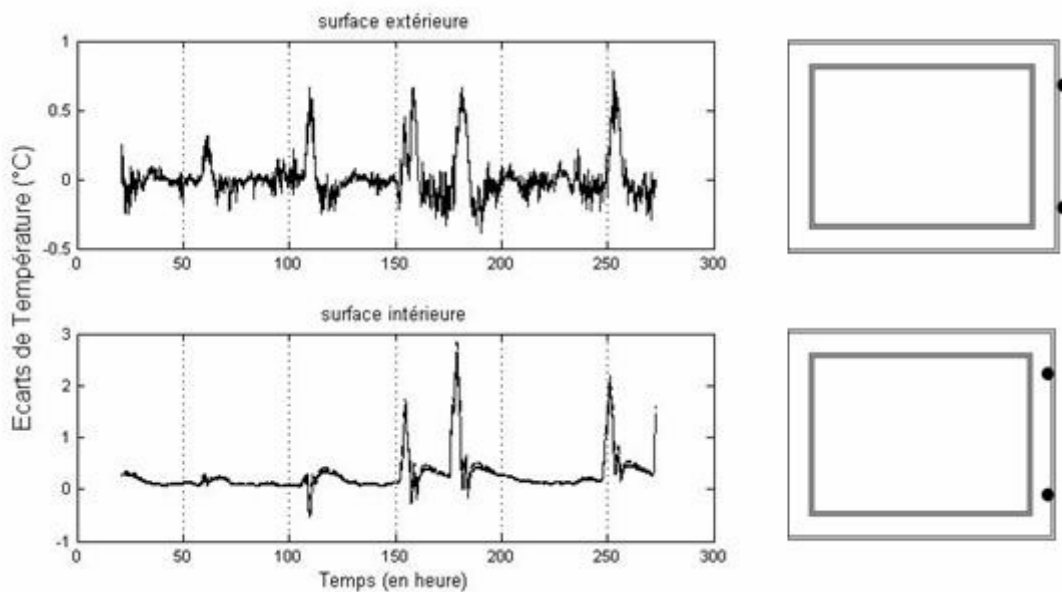


Figure 51 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau Nord
(trait plein : haut de la surface ; pointillé : bas de la surface)

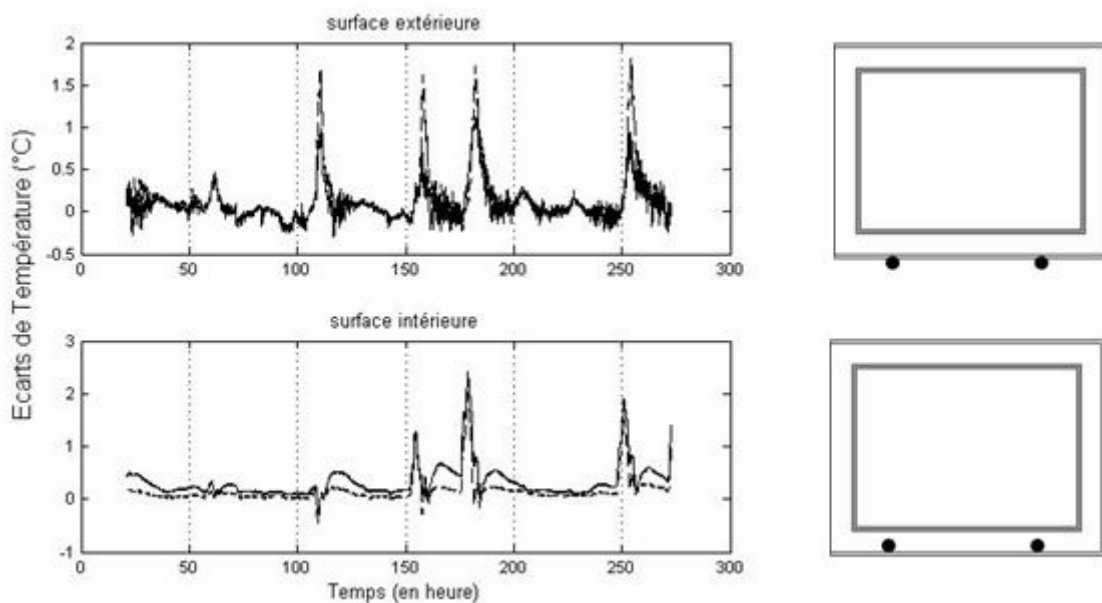


Figure 52 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de sol
(trait plein : nord de la surface ; trait pointillé : sud de la surface)

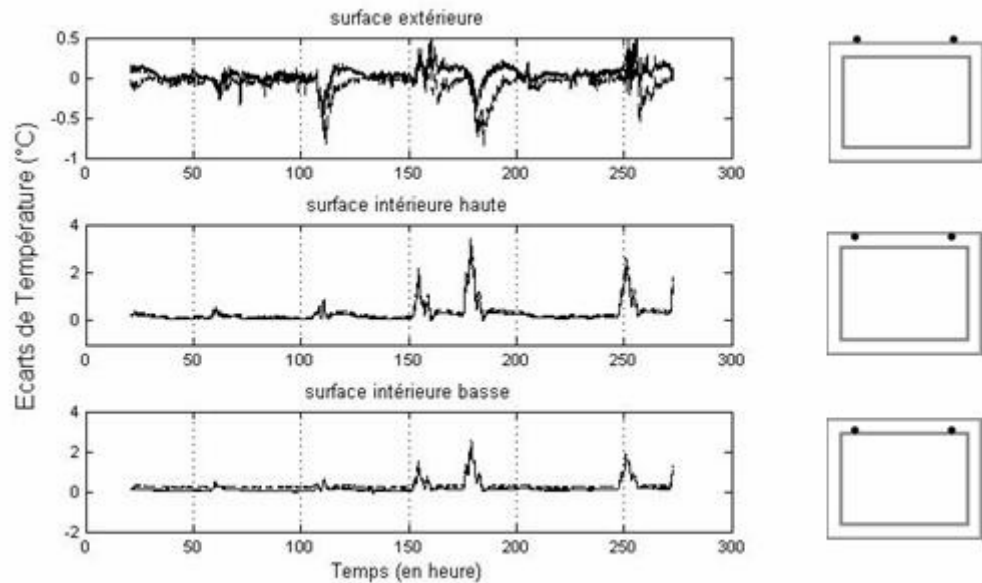


Figure 53 : Gradients transversaux des températures de surface sur le panneau de toiture (trait plein : nord de la surface ; trait pointillé : sud de la surface)

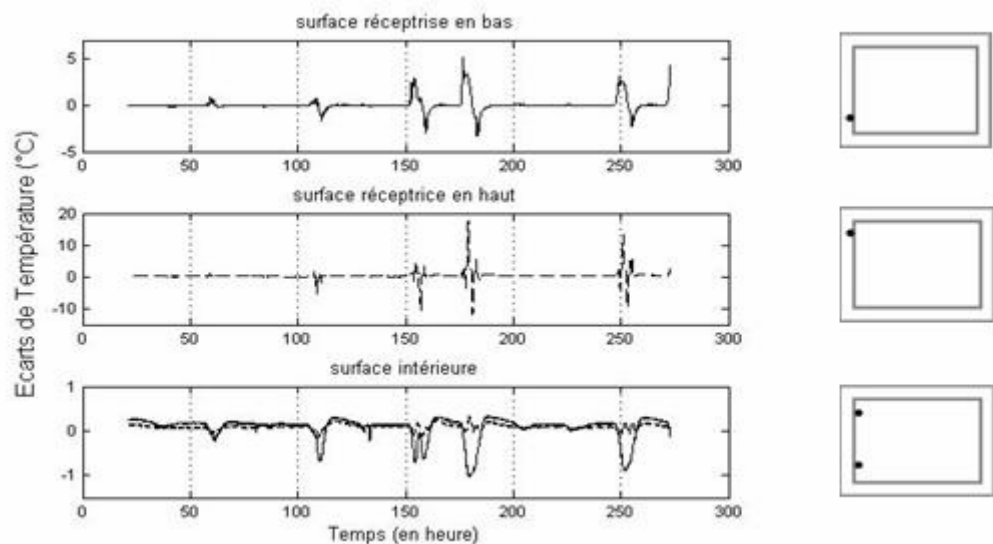


Figure 54 : Gradients transversaux des températures de surface sur le capteur solaire (trait plein : bas de la surface ; trait pointillé : haut de la surface)

On distingue l'influence du régime forcé et la dissymétrie de l'écoulement sur les gradients transversaux (résultats sur les surfaces intérieures, pour tous les panneaux). Les écoulements générés par les ventilateurs ne sont pas homogènes (cf. partie II.1.1 *Vitesse d'air dans les cavités*). La même observation que précédemment peut être faite concernant les fortes fluctuations observées sur la surface réceptrice du capteur solaire (Figure 54).

Les gradients sur les surfaces extérieures restent dans le même ordre de grandeur que sur la période précédente (convection naturelle).

II.2.3. Conclusion

Les gradients transversaux pour des régimes de convection naturelle et forcée ont été présentés. Plusieurs observations peuvent être faites :

- Les ordres de grandeur sur les surface extérieures et la surface intérieure au volume équipées de capteurs sont faibles (inférieure au °C) ;
- Les ordres de grandeur sur les surfaces intérieures à la cavité, en régime de convection naturelle, sont faibles mais présentent une forte dynamique. Des maximums de 2°C sont observés pour des journées fortement ensoleillées ;
- Le régime forcé présente des gradients non négligeables. Les profils sont similaires d'un panneau à l'autre. Les profils non homogènes de l'écoulement dans les trois sous-sections sont à l'origine des écarts observés ;
- Les mesures des températures de surface des capteurs, positionnés en partie haute de la surface réceptrice du capteur solaire, sont difficilement exploitables (les mêmes effets s'observent sous les deux régimes de convection).

L'hypothèse 1D du modèle nécessite une moyenne des mesures sur chaque surface. Les gradients présentés sont à considérer lors des confrontations avec les résultats des simulations. En effet, les tolérances de validation pour le modèle sont définies à partir des gradients mesurés ici.

II.3. Gradients longitudinaux des températures de surface

Les gradients longitudinaux des températures de surface sont présentés dans la suite pour les configurations de convection naturelle et forcée. Le même système (SV1) et les mêmes périodes que présentées précédemment sont utilisées. Les mesures concernant les systèmes SV2 et SV3 sont reportées en Annexe III.3.. En fin de paragraphe quelques éléments de comparaison les concernant sont donnés.

Les écarts présentés sont notés positifs dans le sens de l'écoulement d'un régime forcé (sens ascendant au capteur solaire). Deux gradients par surface sont présentés considérant les capteurs positionnés à l'Ouest et à l'Est respectivement de chacune des surfaces (cf. Figure 31). Sur plusieurs figures, les évolutions des gradients sont très proches et il est difficile de les distinguer.

II.3.1. Régime de convection naturelle

Les Figure 55 à Figure 58 présentent les gradients longitudinaux des températures sur les quatre panneaux constituant le système (panneau de toiture, au nord, au sol et le capteur solaire).

Les écarts de température sont relativement importants, tant sur les surfaces intérieures que sur les surfaces extérieures. Concernant les surfaces extérieures en toiture et au sol (Figure 56 et Figure 57), les apports solaires influencent directement les surfaces. Les deux surfaces

présentent des températures plus chaudes sur leur côté Sud, expliquant les gradients présentés. Concernant le panneau Nord (Figure 55), les écarts sont plus modérés et moins corrélés avec les conditions météorologiques (cf. Figure 40).

Les gradients longitudinaux sur les surfaces internes aux cavités, et pour les trois panneaux évoqués précédemment, sont importants. Les faibles vitesses d'air générées en convection naturelle et les forts apports solaires expliquent ces ordres de grandeur.

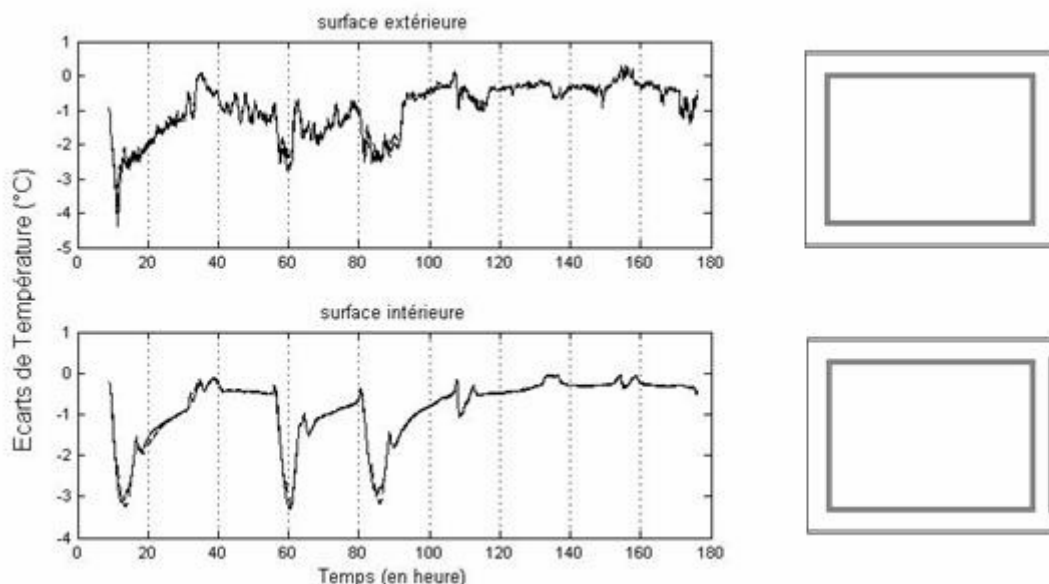


Figure 55 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau Nord (trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

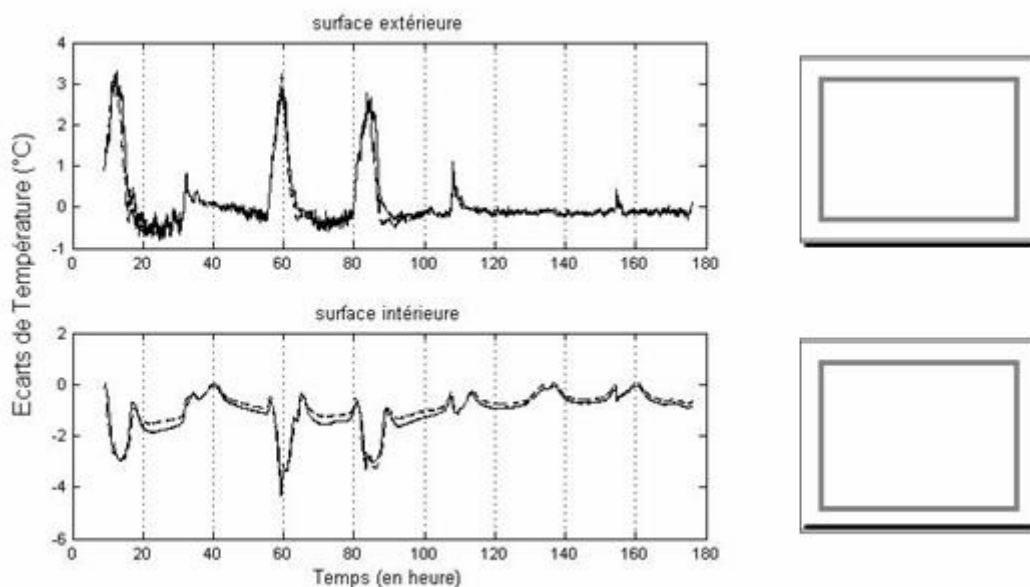


Figure 56 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de sol (trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

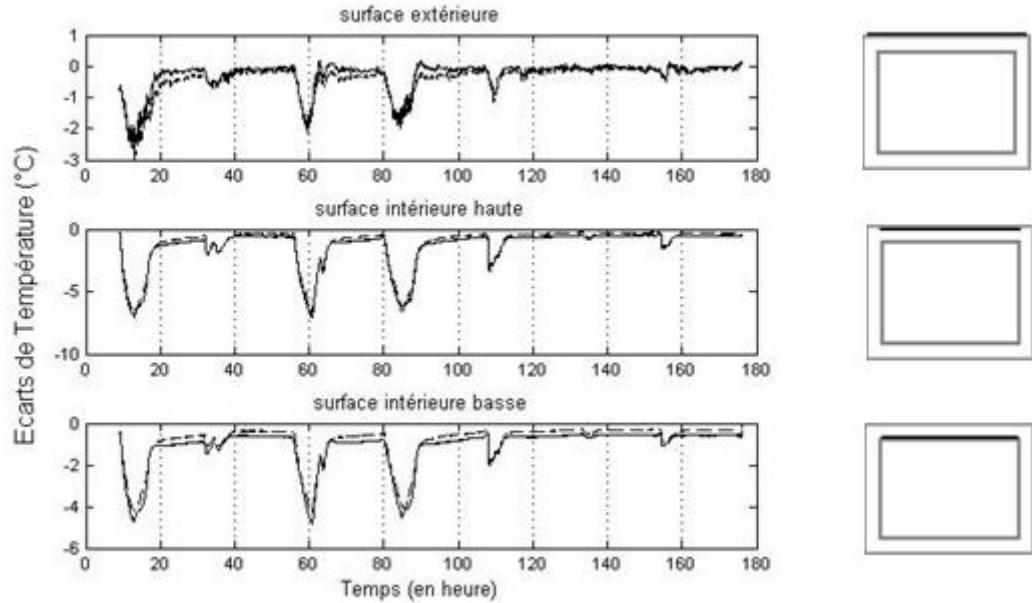


Figure 57 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de toiture (trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

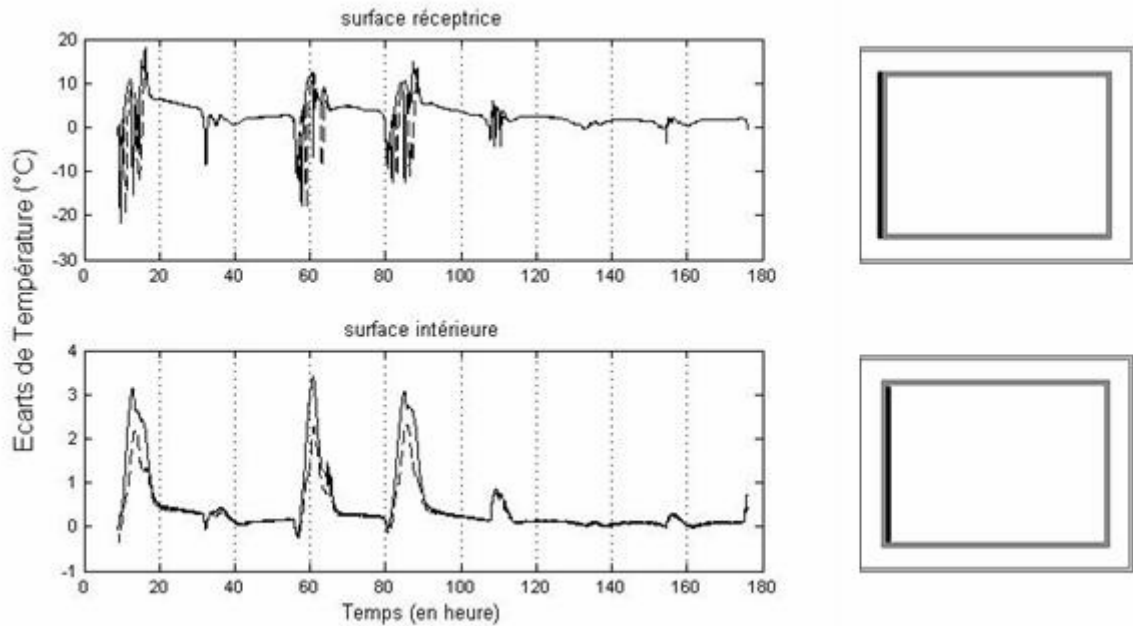


Figure 58 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le capteur solaire (trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

La Figure 57 montre également qu'il existe deux écoulements au sein de la cavité du panneau de toiture. En effet, les deux surfaces délimitant la cavité ne présentent pas les mêmes évolutions. Sous un régime de convection naturelle, la surface haute est naturellement en contact avec un écoulement plus chaud que la surface basse.

La surface intérieure du capteur solaire est exposée directement au volume intérieur. Le gradient de température sur cette surface (Figure 58) donne une idée de la stratification de l'air dans le volume. Les fortes fluctuations des capteurs en partie haute de la surface réceptrice, déjà observées précédemment, limitent l'interprétation des grandeurs.

II.3.2. Régime de convection forcée

De la même manière que précédemment, les Figure 59 à Figure 62 présentent les gradients longitudinaux dans la configuration de convection forcée.

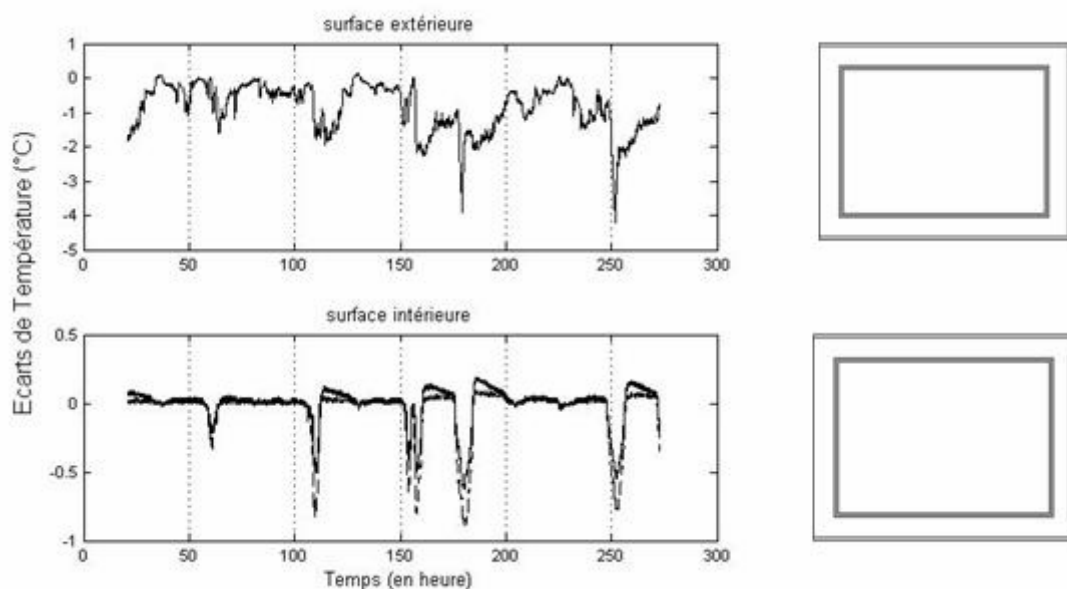


Figure 59 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau Nord
(trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

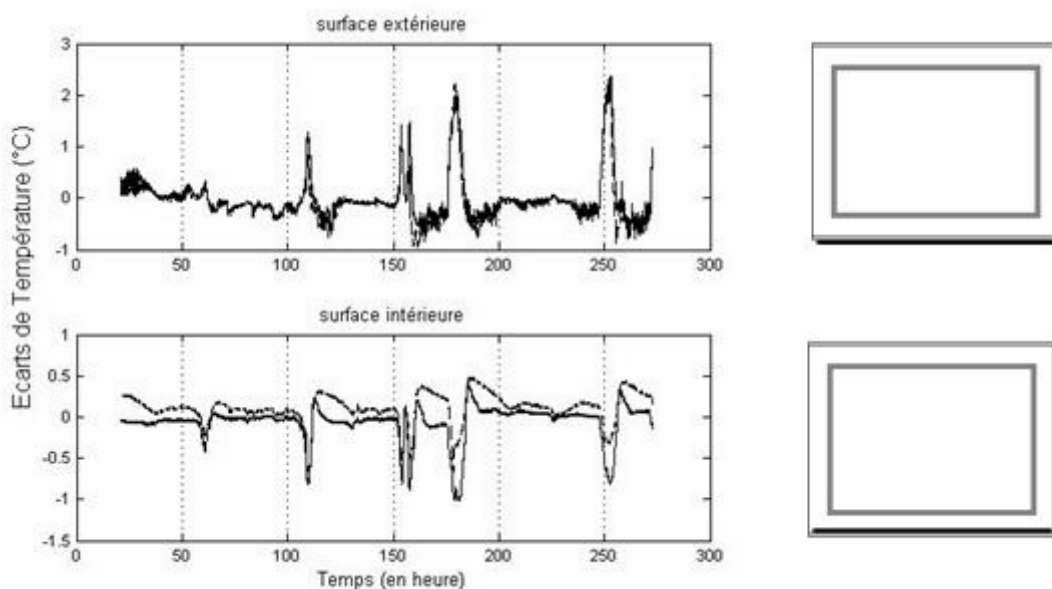


Figure 60 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de sol
(trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

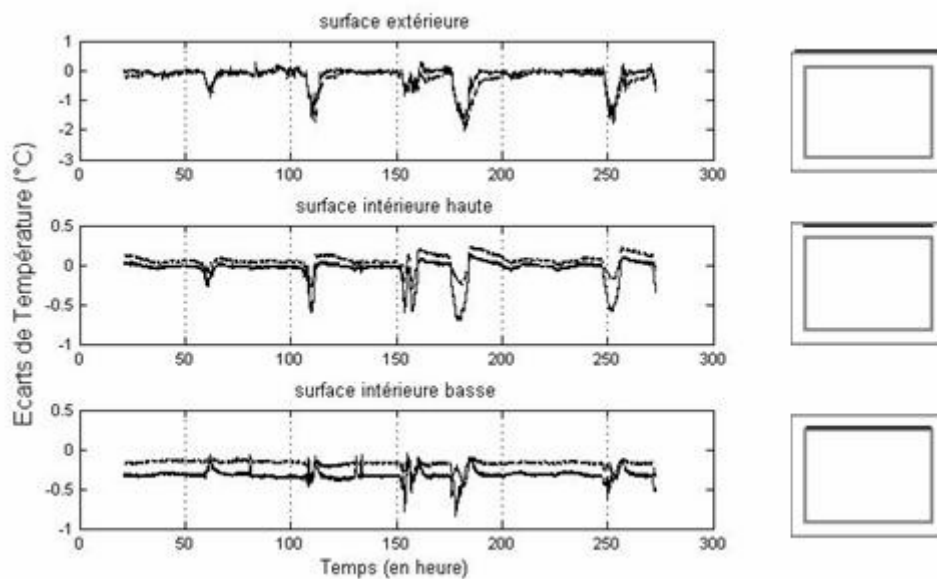


Figure 61 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le panneau de toiture (trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

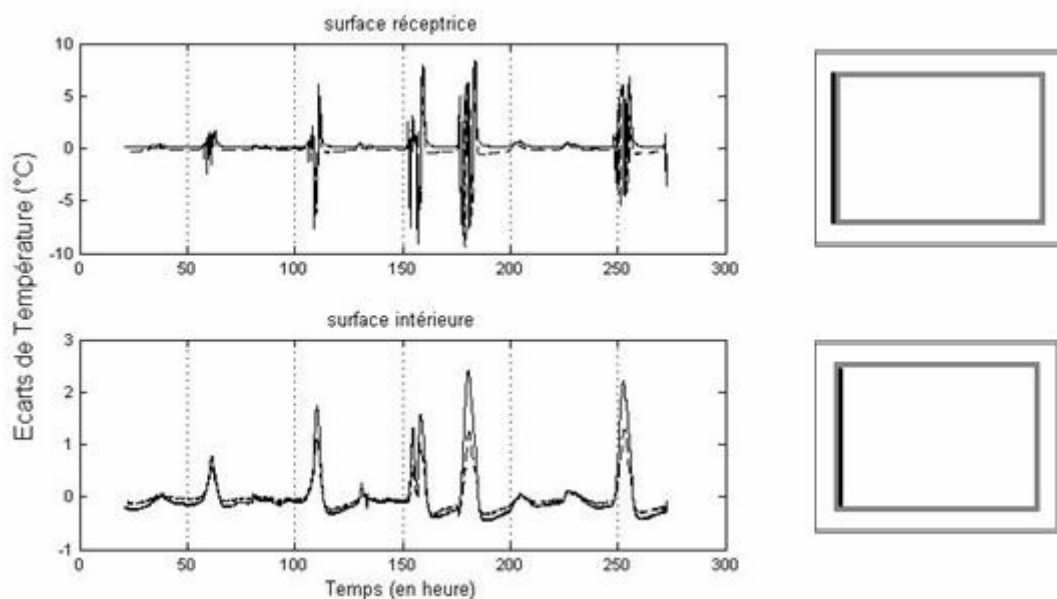


Figure 62 : Gradients longitudinaux des températures de surface sur le capteur solaire (trait plein : Ouest ; trait pointillé : Est)

Les mêmes remarques, concernant les surfaces extérieures des panneaux de toiture et au sol (Figure 60 et Figure 61), peuvent être faites que pour les régimes de convection naturelle.

Les gradients longitudinaux sont beaucoup plus faibles qu'en convection naturelle, montrant bien l'homogénéisation des températures de surface pour le régime de convection forcée. Les surfaces intérieures de chacun des panneaux présentent des gradients longitudinaux inférieurs au degré. Cette évolution est similaire à celle observée sur les températures d'air.

La stratification de la température d'air intérieure, si on se limite à la surface du capteur est également diminuée sur cette période (Figure 62).

II.3.3. Conclusion

Les gradients longitudinaux pour des régimes de convection naturelle et forcée ont été présentés. Plusieurs observations peuvent être faites :

- Les surfaces extérieures sont naturellement influencées par l'environnement : apports solaires non homogènes sur les panneaux de toiture, échanges par rayonnement, en partie Sud, entre le panneau de sol et le sol chauffé;
- Deux ordres de grandeur dans le panneau de toiture en convection naturelle sont identifiés (cf. Figure 57). Le profil de la température dans cette zone présente une zone « chaude » en haut et une zone « froide » en bas ;
- Les gradients longitudinaux sont naturellement diminués en régime de convection forcée par rapport au régime de convection naturelle ;
- Les profils des gradients Ouest et Est des surfaces (respectivement traits pleins et pointillés sur les figures) montrent une évolution semblable des températures le long des panneaux.

Sous un régime de convection naturelle, très peu d'écarts sont observés entre les deux systèmes SV1 et SV3. Le système SV2 (avec façade double peau), présente naturellement des ordres de grandeur plus faibles. Sous un régime de convection forcée, des écarts importants sont observés sur SV3 dans le panneau nord par rapport à SV1. Ces écarts sont probablement dus à la structure de l'écoulement qui n'est pas strictement identique à celle de SV1 (cf. Annexe III.3. pour la visualisation des gradients sur SV2 et SV3).

Les gradients observés montrent que l'hypothèse de température homogène sur le code numérique est à prendre avec précaution. Les mesures locales faites ici montrent de forts écarts d'un côté à l'autre des surfaces. Le code de simulation a été construit dans un objectif d'approche globale. La confrontation avec les mesures devra se faire sur des grandeurs moyennes. Les tolérances de validation devront également intégrer les écarts présentés dans les paragraphes précédents.

II.4. Caractérisation des MCP et de leur intégration

Dans cette partie, le comportement des températures de surface ainsi que des flux échangés sont analysés sur les briquettes de MCP. Ces analyses permettent à la fois d'évaluer le caractère homogène des températures de surface (toujours dans l'objectif d'une confrontation avec le code numérique) ainsi que d'observer l'influence des régimes de convection sur les flux absorbés par les MCP.

Dans la suite, un premier paragraphe traite des caractéristiques thermiques des MCP. Les gradients de température, de la même manière que précédemment, sont ensuite analysés. Une étude des flux échangés entre les MCP et leur environnement est enfin proposée.

II.4.1. Caractéristiques des MCP

Le MCP utilisé est un acide gras eutectique dont les caractéristiques, données par le fabricant sont reportées dans le Tableau 11.

Tableau 11 : Caractéristiques du MCP (Données : CRISTOPIA)

Caractéristiques	Unité	Valeur
Enthalpie de fusion	J.g ⁻¹	152.0
Température de fusion	°C	20.3
Température de nucléation	°C	19.5
Chaleur spécifique (solide à 13°C)	J.g ⁻¹ .°C ⁻¹	1.67
Chaleur spécifique (liquide à 35°C)	J.g ⁻¹ .°C ⁻¹	2.09
Densité (solide à 13°C)	g.cm ⁻³	0.960
Densité (liquide à 35°C)	g.cm ⁻³	0.884
Conductivité thermique (solide à 13°C)	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹	0.182
Conductivité thermique (liquide à 35°C)	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹	0.182
Température maximum d'utilisation	°C	70
Prix du MCP	Euros.kg ⁻¹	2.07
Prix du MCP avec mise en œuvre	Euros.kg ⁻¹	2.80

Les caractéristiques thermiques des MCP (température de fusion, écart entre fusion et cristallisation (hystérésis), plage de fusion), comme donnée d'entrée pour le code numérique, ont une grande importance sur les variables globales [Faure, 2007]. De plus, il a déjà été reporté les écarts de comportement suivant les dynamiques de sollicitations (conditions aux limites) des MCP [IMCPBAT, 2006 ; IEA-A17, 2005].

Afin de vérifier les caractéristiques thermiques des MCP pour une intégration au bâtiment (avec des rampes de sollicitation proches des dynamiques de températures ambiantes) des mesures spécifiques ont été effectuées. La capacité thermique de l'acide gras a fait l'objet d'une mesure au microcalorimètre à balayage différentiel (MICRO DSC III de type Tian-Clavet). La mesure consiste en l'introduction d'un échantillon (450mg) de MCP dans une petite cellule. La cellule est soumise à des rampes de températures. Les flux de chaleur sont comparés à une cellule identique, vide, soumise aux mêmes conditions. Les conditions aux limites suivent des rampes de 0.05°C.min⁻¹ entre 5°C et 35°C. Une fois la cible atteinte (5 ou 35°C) la température est maintenue pendant 15min avant de démarrer la rampe suivante (pour atteindre l'autre cible). Les mesures ont été réalisées par la société SETARAM. Le rapport des mesures est présenté en Annexe III.4..

Le Tableau 12 présente les résultats obtenus par cette mesure.

Tableau 12 : Caractéristiques des MCP mesurées au microcalorimètre à balayage

Transition de phase	Masse (mg)	Enthalpie (J.g ⁻¹)	Onset (°C)	Plage de transition (°C)
Cristallisation	424.21	-154.63	21.00	3.5
Fusion	424.21	161.82	22.43	4

(Données : SETARAM, 2006, cf. Annexe III.4.)

Le point noté ONSET représente le point dit de démarrage du processus de fusion ou de cristallisation totale (point d'intersection de la tangente à la plus forte dynamique, cf. Annexe III.4.).

Des écarts non négligeables sont observés entre les mesures faites et les caractéristiques fournies par le fabricant (2 degrés d'écart sur les températures). Ces écarts vont dans le sens d'observations précédemment établies [IMCPBAT, 2006 ; IEA-A17, 2005] sur les caractéristiques de transition de phase suivant les dynamiques des sollicitations.

Ce caractère variable représente une forte contrainte pour la modélisation des transitions de phase. Cette difficulté est mise en évidence dans le Chapitre IV.

II.4.2. Intégration des MCP dans la cellule expérimentale

Ce paragraphe est dédié à l'analyse des gradients de température de surface de part et d'autres des briquettes de MCP.

Les briquettes occupent 30% des surfaces des panneaux au sol et au nord. 285 briquettes ont donc été disposées dans la cellule de la manière suivante : 40 briquettes par panneau Nord ; 55 briquettes par panneau de sol. La Figure 63 présente l'installation. Les briquettes sont simplement posées sur des « étagères » pour les panneaux verticaux et posées au sol pour les panneaux horizontaux. Aucune pression de contact n'est appliquée sur les briquettes pour les plaquer sur les parois.

Seules 5 briquettes de la paroi Nord de SV1 ont fait l'objet de mesures. L'emplacement des capteurs est identique à celui des thermocouples (cf. Figure 31).



Figure 63 : Photographies des trois systèmes ventilés (à gauche) et du panneau nord équipé de fluxmètre (à droite), vu de l'intérieur du volume

Les gradients longitudinaux sont notés positifs dans le sens de l'écoulement d'un régime forcé (sens ascendant au capteur solaire). Les gradients transversaux sont notés positifs dans le sens Ouest-Est. Deux gradients sont présentés dans chaque figure (partie haute et basse pour les gradients transversaux ; partie Ouest et Est pour les gradients longitudinaux). Sur plusieurs figures, les évolutions des gradients sont très proches et il est difficile de distinguer les deux courbes.

Un fluxmètre, présentant un dysfonctionnement, n'a pas été placé sur une briquette. Ceci explique que sur certaines figures une seule courbe soit présente.

Les périodes utilisées dans la suite, sont prises entre le 3 et le 22 mai 2007 pour le régime de convection naturelle et entre le 22 mars et le 2 avril pour le régime de convection forcée.

II.4.2.1 Régime de convection naturelle

La Figure 64 présente les conditions météorologiques de la période utilisée.

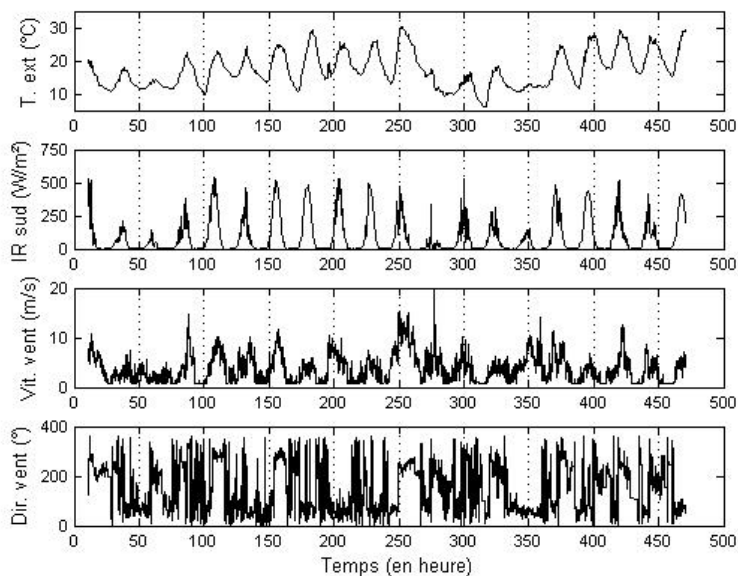


Figure 64 : Conditions météorologiques pour de la période en régime de convection naturelle

Les Figure 65 à Figure 68 présentent les gradients longitudinaux et transversaux des températures et flux.

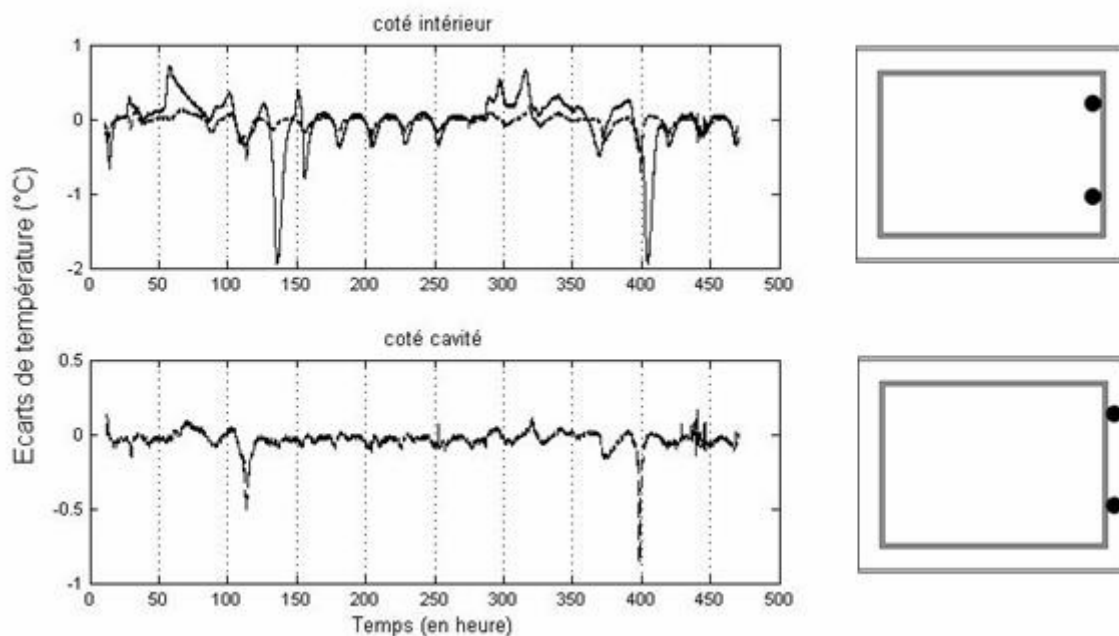


Figure 65 : Gradients transversaux des températures sous un régime de convection naturelle (trait plein : en bas ; trait pointillé : en haut)

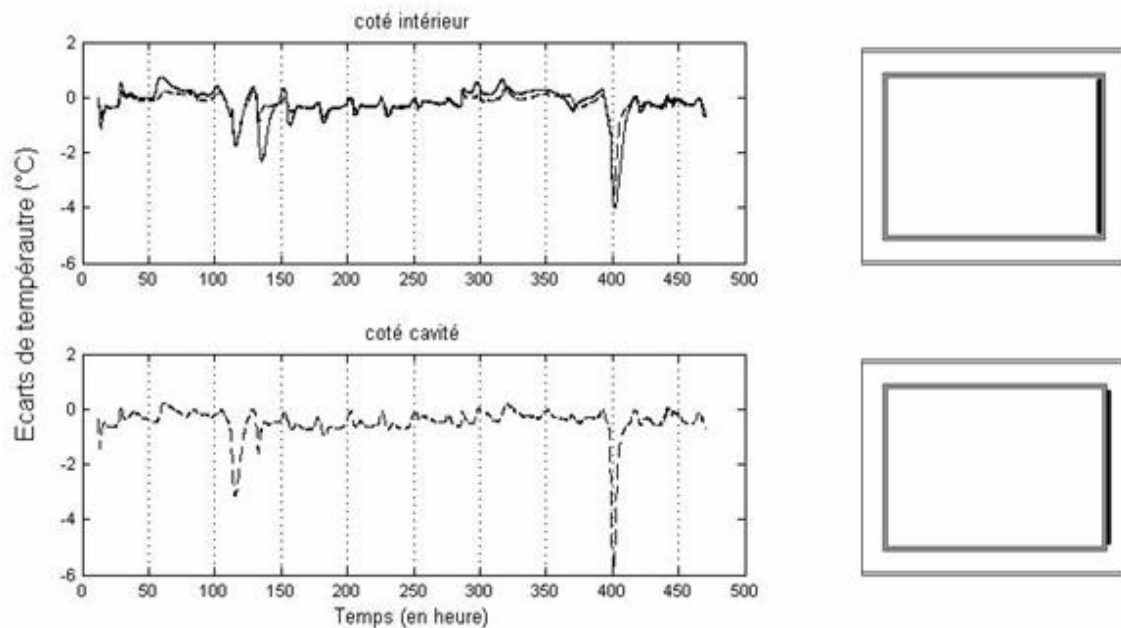


Figure 66 : Gradients longitudinaux des températures sous un régime de convection naturelle
(trait plein : à l'Ouest ; trait pointillé : à l'Est)

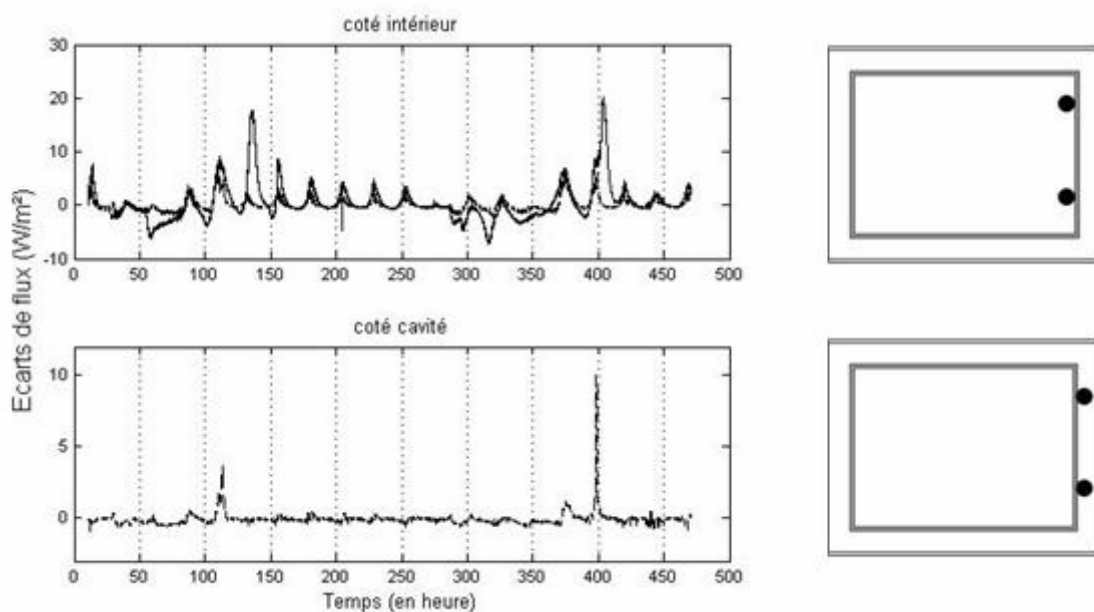


Figure 67 : Gradients transversaux des flux sous un régime de convection naturelle
(trait plein : en haut ; trait pointillé : en bas)

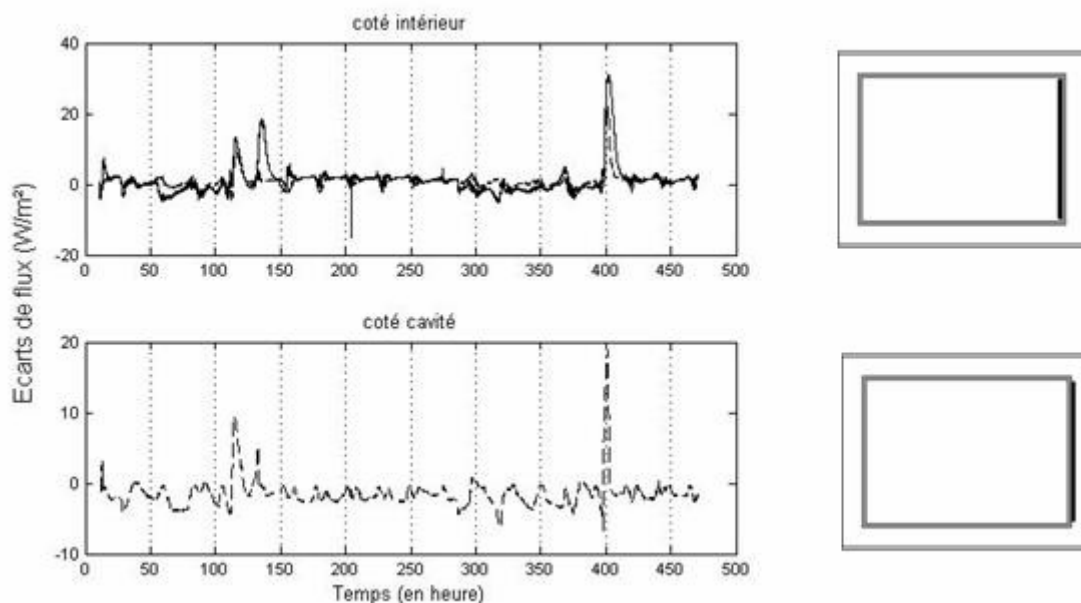


Figure 68 : Gradients longitudinaux des flux sous un régime de convection naturelle
(trait plein : à l'Ouest ; trait pointillé : à l'Est)

Les gradients longitudinaux et transversaux des températures et flux restent dans des ordres de grandeur faibles (inférieurs au °C pour les températures et à 5W/m² pour les flux) à des exceptions près. Les maximums relevés s'observent sur des cas bien ciblés (110^{ième}, 140^{ième} et 400^{ième} heures). Ces périodes sont analysées dans la suite.

Les évolutions des températures et flux de chaque capteur sont présentées respectivement dans les Figure 69 et Figure 70. L'emplacement des capteurs est schématisé pour les deux figures.

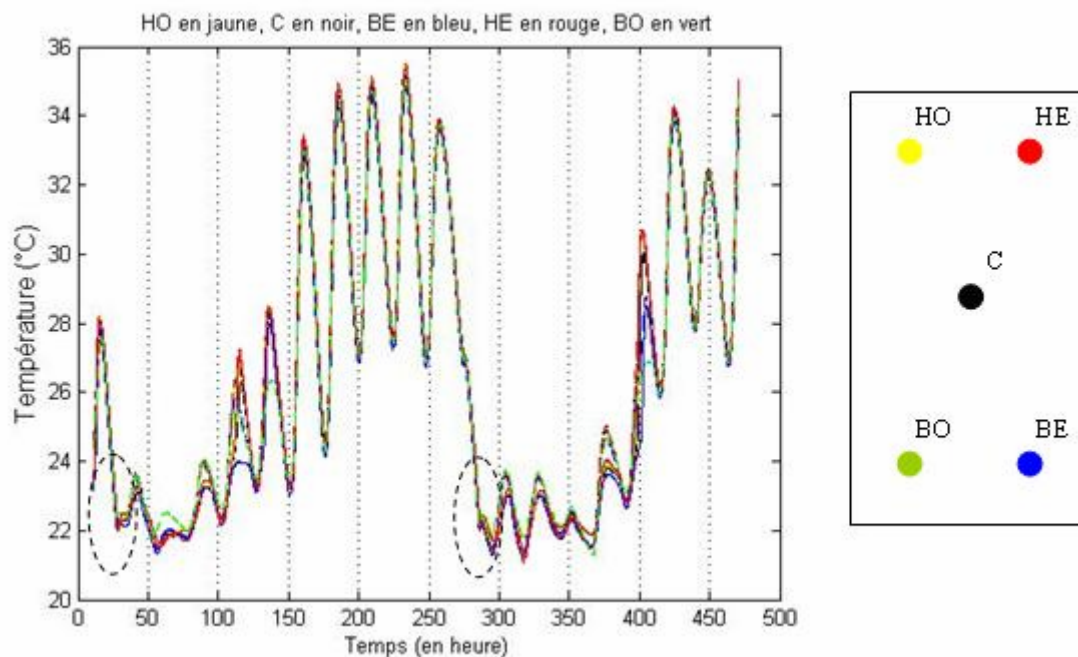


Figure 69 : Evolution des températures sur les surfaces amont et aval des MCP (convection naturelle)

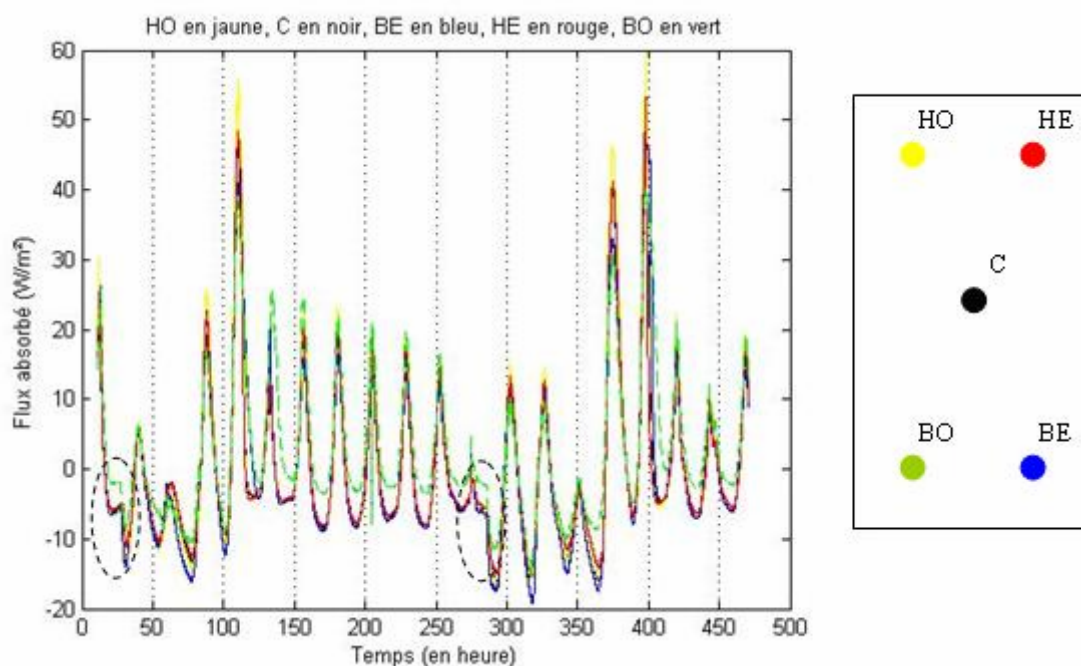


Figure 70 : Evolution des flux totaux absorbés par les briquettes de MCP (convection naturelle)

Sur la période de mesure, à deux reprises, on observe une cristallisation des MCP. Au regard des températures et flux, il est impossible de statuer sur une cristallisation partielle ou totale. Une faible remontée des températures est observée au début de chaque processus de cristallisation : c'est la surfusion. Le matériau remonte en température pour équilibrer le bilan énergétique. Ce phénomène est visible au alentour de la 26^{ième} heure et de la 285^{ième} heure et sur les deux figures présentées (les périodes sont entourées sur les figures). Les températures sont, à chaque fois, juste au dessus de 22°C. Pour les 3 jours qui suivent les deux surfusions, les températures ne descendent pas en dessous de 21°C et les flux oscillent entre absorption et désorption. Ces observations vont dans le sens d'une cristallisation partielle⁶.

Deux fusions sont également visibles à partir des figures précédentes. Ces fusions correspondent notamment aux maximums des gradients observés (aux 110^{ième}, 140^{ième} et 400^{ième} heures). La transition de phase s'étale cette fois sur 2 jours avec une fusion partielle puis totale. Les Figure 71 et Figure 72 présentent les évolutions des températures de surface et flux absorbés pour la deuxième fusion (présentant les gradients les plus importants).

Le caractère total de la fusion est définie au regard des points d'inflexion sur les courbes dans les deux figures (aux alentours de la 400^{ième} heure sur les Figure 71 et Figure 72). Pour les 5 briquettes, le « phasage » de la fusion est identique, mais les dynamiques sont différentes. Ces écarts sur les dynamiques expliquent les gradients présentés précédemment.

⁶ Le calcul des intégrales des flux absorbés vont également dans le sens d'une cristallisation partielle. Toutefois, la présence du fluxmètre perturbe localement les conditions aux limites et ces intégrales supposent un comportement strictement homogène sur toute la briquette lors des transitions de phase. Leur calcul, lors des phases de fusion, donne des valeurs également inférieures à l'énergie de fusion alors que les évolutions des températures et flux vont dans le sens d'une fusion totale. Les valeurs données par les fluxmètres ne permettent alors qu'une approche qualitative.

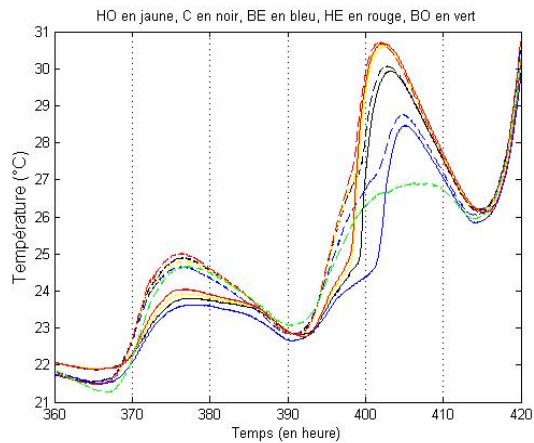


Figure 71 : Evolution des températures de surface des MCP (trait pointillé : coté intérieur au volume ; trait plein : coté cavité d'air)

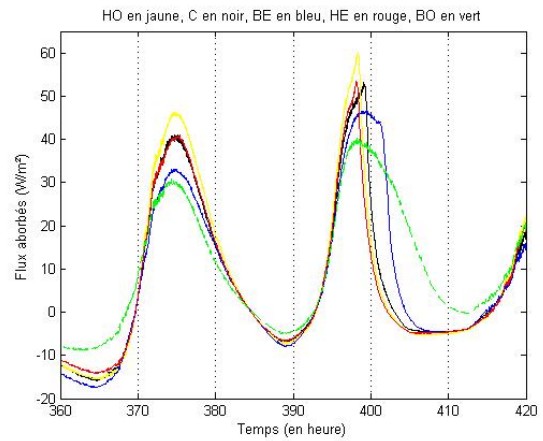


Figure 72 : Evolution des flux absorbés des MCP

Dans la suite, de la même manière que le régime de convection naturelle, les mesures sous un régime de convection forcée sont présentées.

II.4.2.2. Régime de convection forcée

La Figure 73 présente les conditions météorologiques de la période.

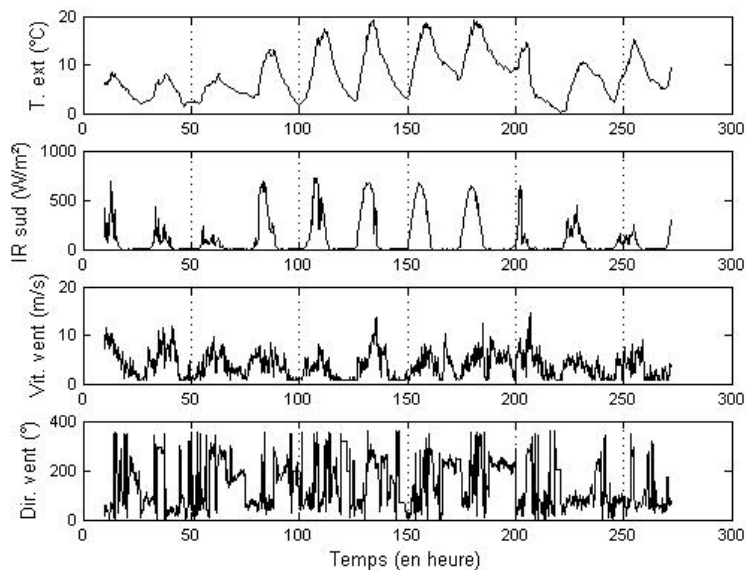


Figure 73 : Conditions météorologiques pour la période en régime de convection forcée

Les Figure 74 et Figure 75 présentent les gradients transversaux et longitudinaux des températures.

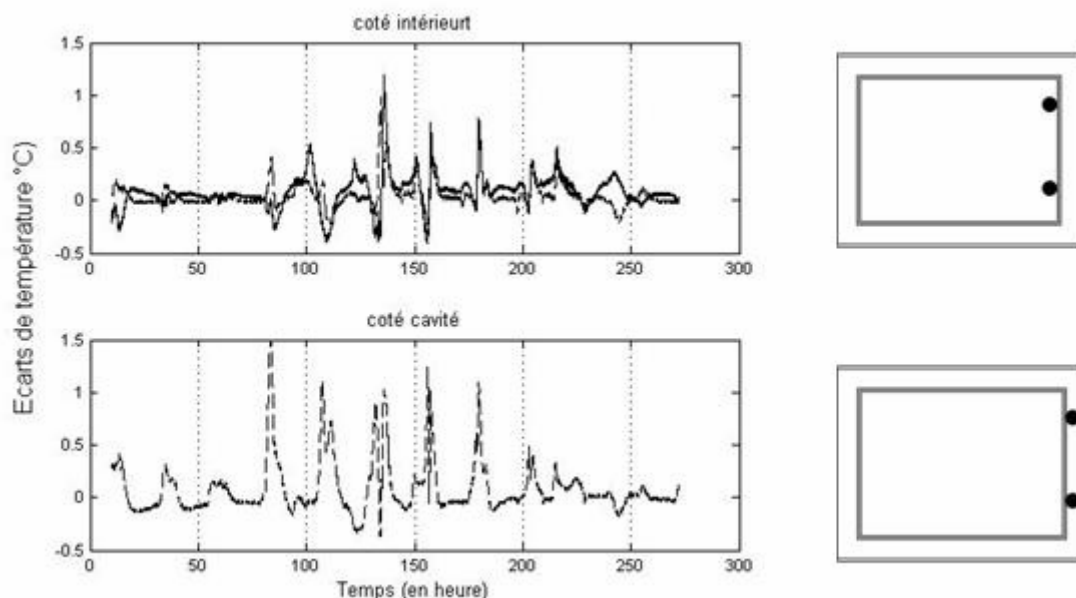


Figure 74 : Gradients transversaux des températures sous un régime de convection forcée (trait plein : en haut ; trait pointillé : en bas)

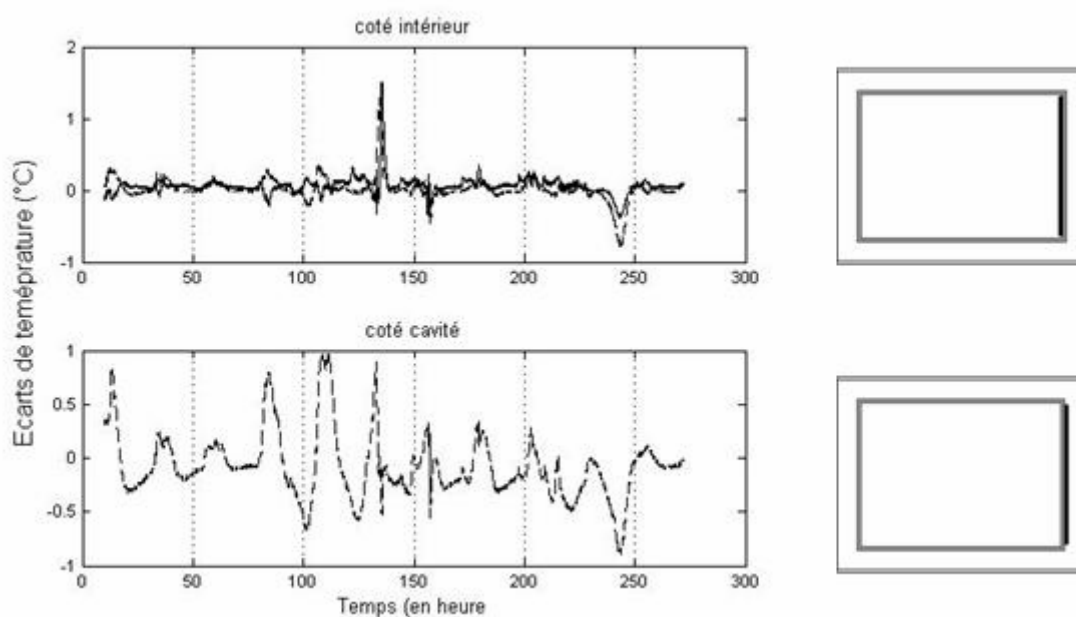


Figure 75 : Gradients longitudinaux des températures sous un régime de convection forcée (trait plein : à l'Ouest ; trait pointillé : à l'Est)

Les gradients des températures restent dans un ordre de grandeur faible (inférieur au $^{\circ}\text{C}$), montrant une plus grande homogénéité qu'en convection naturelle. Les gradients transversaux du côté cavité s'expliquent par les inhomogénéités de l'écoulement d'air (cf. Figure 74, trait pointillé).

Les Figure 76 et Figure 77 présentent les gradients transversaux et longitudinaux des flux mesurés sur la même période.

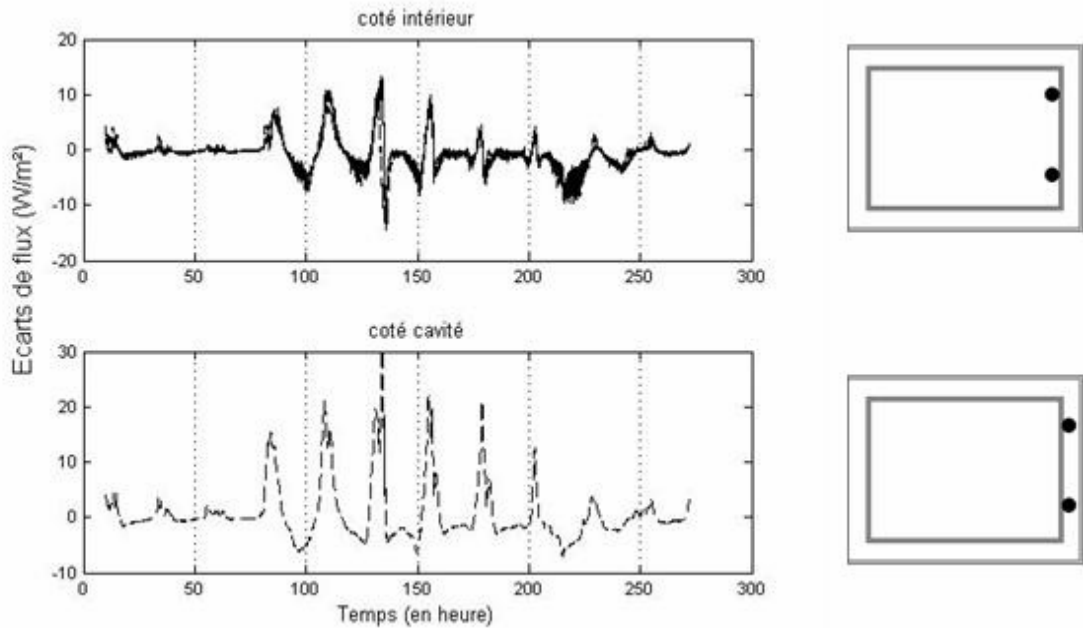


Figure 76 : Gradients transversaux de flux sous un régime de convection forcée (trait plein : en haut ; trait pointillé : en bas)

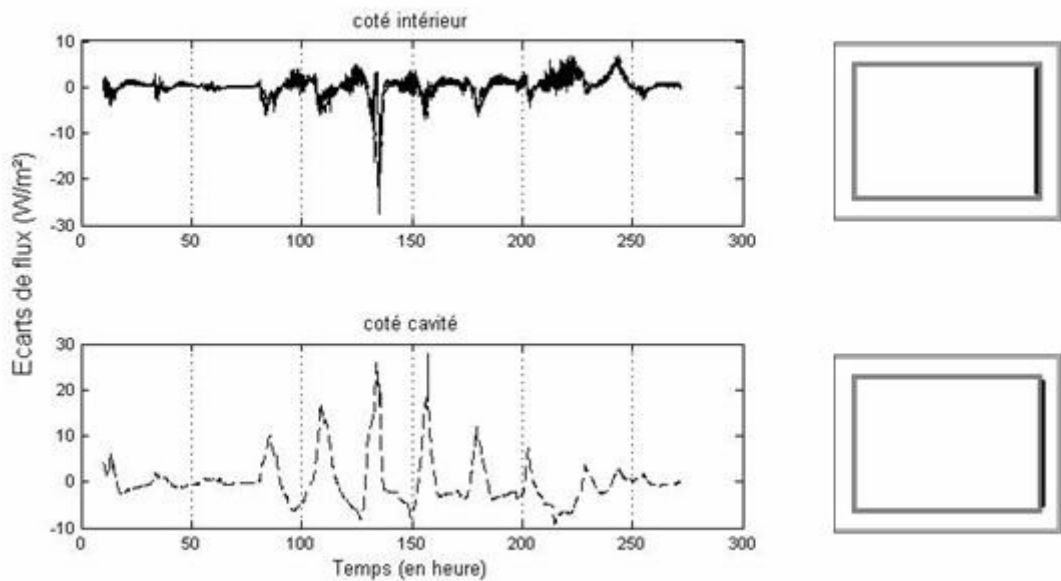


Figure 77 : Gradients longitudinaux des flux sous un régime de convection forcée (trait plein : à l'Ouest ; trait pointillé : à l'Est)

Les valeurs globales de l'ensemble des gradients de flux présentent des ordres de grandeur importants et là encore sur des périodes bien ciblées. Les périodes correspondantes à ces écarts (aux alentours de la 86^{ième} heure, de la 110^{ième} heure, de la 134^{ième} heure, de la 156^{ième} heure et de la 180^{ième} heure) s'observent toujours lors du processus de fusion comme aperçu pour le régime de convection naturelle.

La Figure 78 présente les évolutions des températures de surface des briquettes de MCP.

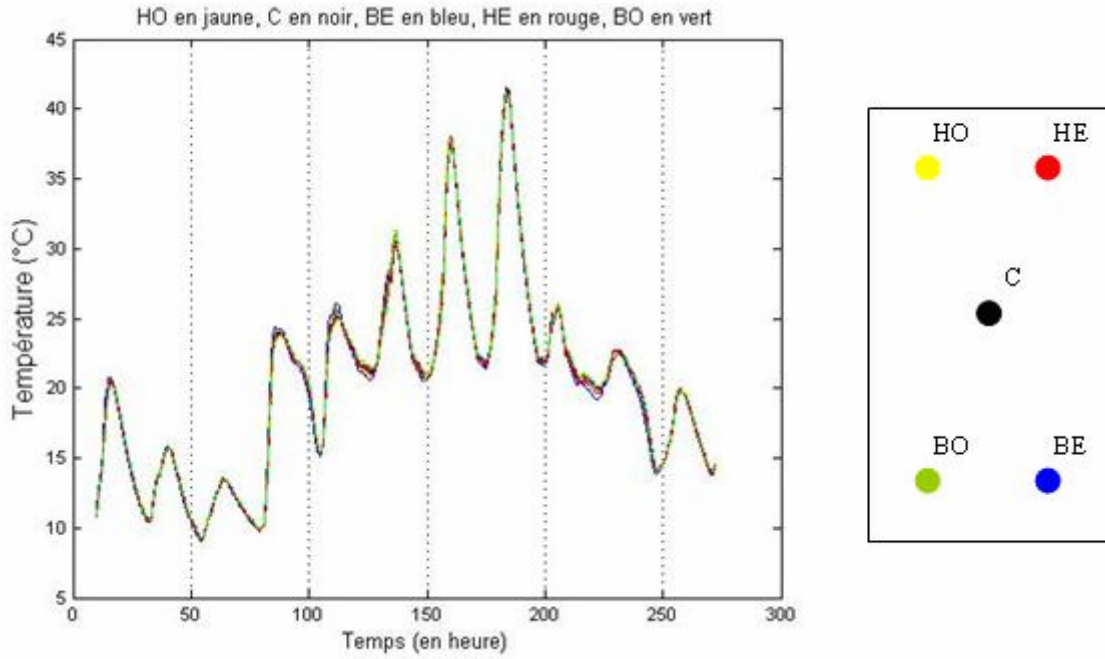


Figure 78 : Evolutions des températures des surfaces des MCP sous un régime de convection forcée

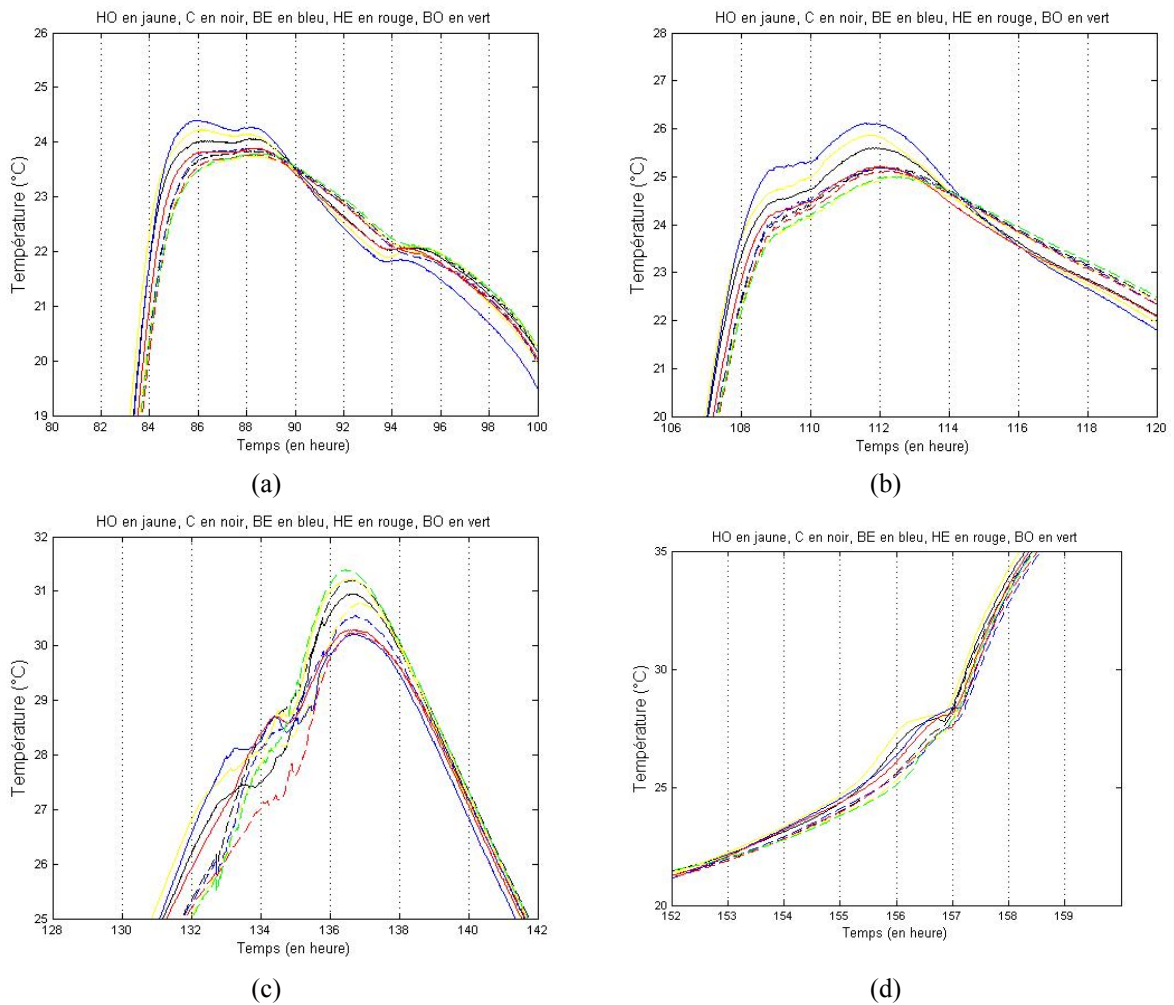


Figure 79 : Evolution des températures de surface sur quatre périodes à forts gradients de flux
 (a) 86^{ième} heure, (b) 110^{ième} heure, (c) 134^{ième} heure, (d) 156^{ième} heure

La Figure 79 présente les évolutions des températures de surface autour de 4 des périodes ciblées précédemment. Deux périodes correspondent à des processus de fusion partielle ((a) et (b)) et les deux autres à des processus de fusion totale ((c) et (d)). Là encore, le caractère total ou partiel se définit suivant les points d'inflexions sur les courbes de température et sur les courbes des flux absorbés (non présentées). Les processus de cristallisation (totale pour la 95^{ème} heure et partielle pour les suivantes) n'engendrent pas des gradients aussi importants que le processus de fusion.

Les processus de fusion et de cristallisation se différencient par l'influence de la convection naturelle en phase liquide. En fin de fusion, la convection naturelle augmente le transfert d'énergie de manière significative (cf. Chapitre IV). Le processus de cristallisation, au contraire, présente une influence de moins en moins significative de la convection naturelle en phase liquide. Cette différence peut être à l'origine des gradients plus importants observés lors de la fusion. Néanmoins, des analyses plus approfondies, en environnement contrôlé, sont nécessaires à l'étude de la convection naturelle lors des transitions de phase. Une première approche dans ce sens est proposée au Chapitre IV lors de la validation de la modélisation des MCP.

II.4.2.3. Influence du régime de convection sur les échanges de chaleur

Un des objectifs du système d'enveloppe ventilée est de rendre plus effective l'utilisation de stockage par chaleur latente. Cet objectif peut être atteint en maîtrisant les coefficients d'échange du côté de la cavité d'air. En comparant les flux échangés d'un côté et de l'autre des briquettes de MCP, l'influence du régime de convection peut être mise en évidence.

La Figure 80 présente les écarts entre les flux absorbés du côté intérieur du volume Φ_{int} et les flux absorbés du côté de la cavité d'air Φ_{cav} , pour les deux régimes de convection (naturelle et forcée). Les flux absorbés sont notés positivement et les écarts représentent $\Phi_{int} - \Phi_{cav}$.

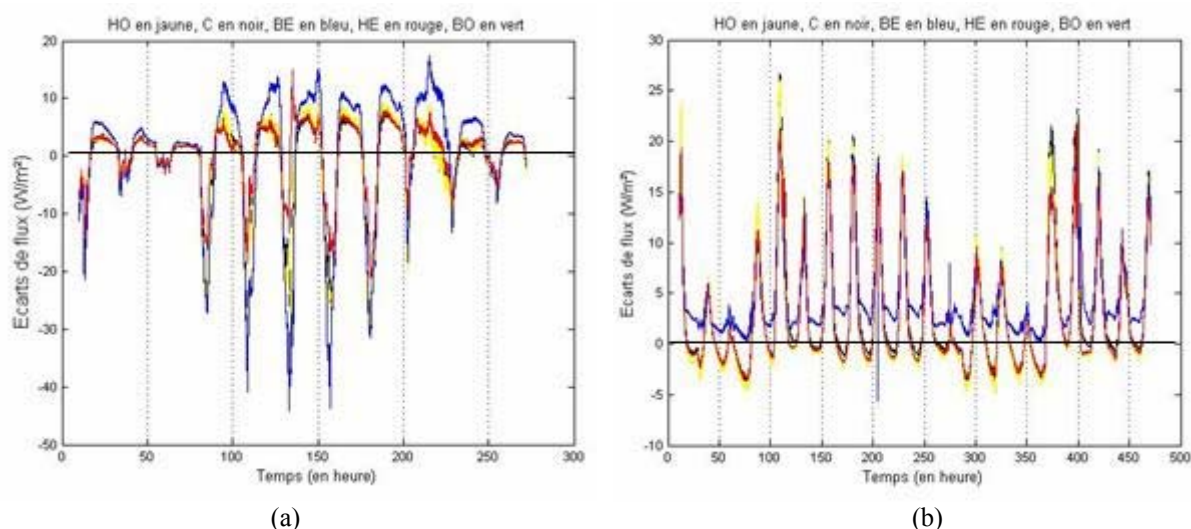


Figure 80 : Ecart entre les échanges de chaleur vers le volume intérieur et vers la cavité d'air sous un régime de convection forcée (a) et naturelle (b).

Plus que les valeurs (puisque les deux périodes sont différentes en termes de conditions climatiques), il est intéressant de noter les signes de ces écarts. La Figure 80 montre que sous

un régime de convection forcée, les flux échangés sont plus importants du côté de la cavité d'air que sous un régime de convection naturelle. Ceci est valable tout au long des périodes. Les écarts sont positifs pour les phases de désorption d'énergie et négatifs pour l'absorption d'énergie. Pour les deux périodes, les conditions aux limites (températures des surfaces des briquettes : cf. Figure 69 et Figure 78) sont similaires. L'influence sur le sens des flux de chaleur est donc liée principalement au régime de convection. La Figure 81 présente une schématisation de cette observation.

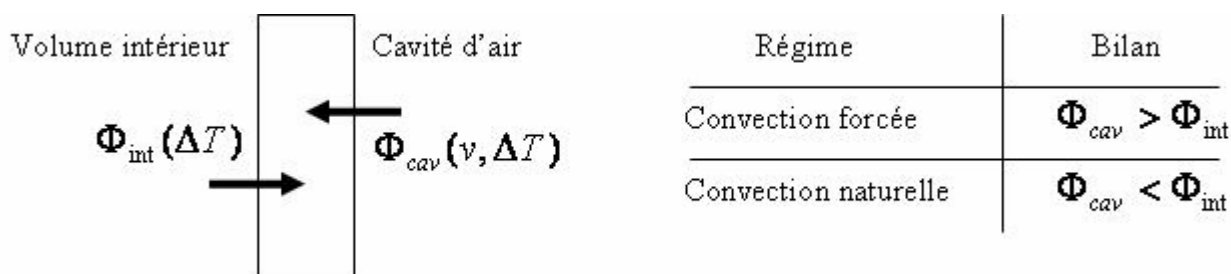


Figure 81 : Schématisation des flux échangés suivant le régime de convection
(v : vitesse d'air ; ΔT : écart de température entre la surface et l'ambiance)

Ceci montre l'intérêt d'une enveloppe ventilée sur les panneaux d'inertie. Il est en effet possible de maîtriser le sens des transferts de chaleur et donc d'utiliser de manière effective le stockage par chaleur latente. En forçant le régime de convection, les transferts de chaleur se font majoritairement avec les cavités d'air (stockage et évacuation maîtrisés). En laissant un régime de convection libre (naturelle) les flux de chaleur se font majoritairement avec le volume intérieur (restitution de la chaleur stockée ; absorption des surplus d'énergie).

II.4.3. Conclusion

Les caractérisations des MCP, des températures et flux sur le panneau nord intégrant 40 briquettes de MCP ont été faites et permettent de dresser les observations suivantes :

- La définition des caractéristiques doit intégrer des pentes de sollicitation cohérentes avec l'application du MCP (intégration dans élément actif : climatisation, chauffage ou intégration passive : fluctuation de température ambiante) ;
- En convection naturelle, une bonne homogénéité des températures et des flux est observée lorsque les matériaux sont dans une phase homogène (cf. en convection naturelle la cristallisation au environ de la 275^{ième} heure) ;
- Les inhomogénéités de l'écoulement de l'air dans les cavités, en convection forcée, engendrent des gradients transversaux sur les températures des briquettes ;
- Le processus de transition de phase et notamment la fusion engendre de forts écarts de température et de flux sur la surface, quelle que soit la dynamique de la transition de phase ;
- Les régimes de convection influencent les orientations des flux de chaleur sur les briquettes et permettent une utilisation plus effective de la chaleur latente.

Les écarts observés sur ces mesures ne vérifient pas les hypothèses d'homogénéité des températures et flux de surfaces. D'autre part, la moyenne des 5 mesures faites n'est pas forcément représentative du fonctionnement global de la paroi de SV1 avec les 40 briquettes de MCP. Des essais en environnement contrôlé sont nécessaires pour appréhender l'influence de la convection naturelle au sein de la phase liquide ainsi que la variabilité des caractéristiques de transitions de phase suivant les sollicitations. Des essais de ce type sont proposés au Chapitre IV.

III. Conclusion

Ce chapitre a présenté l'ensemble du support expérimental, conçu, réalisé et instrumenté sur le site du CSTB de Saint Martin d'Hères.

Le support consiste en une cellule expérimentale dite « vraie grandeur » de 40m³ de volume intérieur. L'ossature est de type squelette autoporteur et les panneaux de façade sont modulaires. Un débordement de toiture également modulaire permet de bénéficier au maximum des apports solaires toute l'année.

La configuration testée reprend le principe d'enveloppe hybride présentée au Chapitre I. Il s'agit d'un système d'enveloppe entièrement ventilée, capable de s'adapter aux contraintes locales (internes et externes) ponctuellement. Le système ventilé se configure soit en boucle fermée, soit en boucle ouverte (prise d'air extérieur). Trois systèmes ventilés constituent l'enveloppe du volume de 40m³. Deux sont équipés de capteur solaire en façade sud et un est équipé d'une façade double peau au Sud.

Les débits d'air sont contrôlés mais sont toutefois limités par l'installation technique : les vitesses dans les systèmes avec capteur solaire varient entre 2.5 et 4.5m/s, dans le système avec façade double peau entre 1.5 et 2.5m/s.

La configuration (boucle ouverte ou fermée) et le contrôle des ventilateurs se font via un logiciel développé dans le cadre de ces travaux. Le logiciel permet de forcer la configuration ou de l'asservir à partir d'un programme. Les ventilateurs sont contrôlés en modulation en largeur d'impulsion, les trappes par une loi « tout ou rien ». Des capteurs inductifs de fin de course stoppent les alimentations des motoréducteurs (actionneurs des trappes).

Le MCP utilisé dans ces travaux est un acide gras eutectique d'une température de fusion annoncée par le fabricant de 20.3°C. Il est conditionné dans des briquettes en polyoléfine de dimensions 16.5x13.5x2.5cm³. 285 briquettes sont installées dans la cellule expérimentale, 40 sur chacun des panneaux Nord et 55 sur chacun des panneaux de sol de manière à couvrir environ 30% des surfaces de chaque panneau respectivement.

La cellule expérimentale est instrumentée par 97 thermocouples, 9 fluxmètres, un thermo-hygromètre et un anémomètre film chaud. Ces capteurs permettent d'observer l'état du système toutes les minutes via une centrale d'acquisition autonome de type CR23X Campbell Scientific.

Le fonctionnement de l'enveloppe hybride a été caractérisé. Les gradients transversaux et dans l'axe de l'écoulement ont été analysés. Une influence significative du régime de convection forcée est observée sur les températures. Les gradients longitudinaux sont fortement homogénéisés. Les inhomogénéités de l'écoulement se répercutent sensiblement sur

les gradients transversaux des températures de surface. L'analyse des températures de surface montre la présence de deux régimes de température dans la cavité du panneau de toiture en convection naturelle.

L'analyse des évolutions de températures et de flux sur les briquettes de MCP montre que les forts gradients observés sur ces grandeurs correspondent aux périodes de transition de phase. Les valeurs maximales de gradients correspondent, pour les deux régimes de convection, au processus de fusion. La convection naturelle, au sein de la phase liquide, seule différence a priori, entre les processus de cristallisation et fusion, peut expliquer cette observation. Des essais en environnement contrôlé sont nécessaires pour mieux comprendre l'influence de la convection naturelle en phase liquide sur ce MCP et dans ce conditionnement (sous forme de briquette).

La caractérisation est une étape nécessaire à la validation du code global. En effet, le premier objectif de la cellule est de permettre de confronter les résultats des simulations à des mesures expérimentales. Le code est construit suivant une approche globale : modélisation 1D, volume intérieur homogène, etc. L'analyse des écarts entre le code et les mesures doit considérer les grandeurs observées durant la caractérisation. La validation expérimentale du code est l'objectif du chapitre suivant.

Chapitre IV

Validation Expérimentale

INTRODUCTION	122
I. METHODOLOGIE DE VALIDATION	123
I.1. DEFINITION DES VARIABLES CIBLES ET INTERVALLE DE TOLERANCE	123
I.2. PROTOCOLE DE VALIDATION	124
II. CALIBRAGE DU MODELE NUMERIQUE	125
II.1. CALIBRAGE DES TAUX D'INFILTRATION D'AIR	126
II.2. REGIME DE CONVECTION FORCEE	128
II.2.1. Conditions météorologiques	128
II.2.2. Comparaison mesures / modèle	129
II.2.3. Conclusion	132
II.3. REGIME DE CONVECTION NATURELLE	133
II.3.1. Vitesse d'air	133
II.3.2. Température d'air	135
II.3.3. Conclusion	138
II.4 INTEGRATION DES MCP	138
II.4.1. Modèle élémentaire de transition de phase	139
II.4.2. Analyse globale	144
II.4.3 Conclusion	146
III. CONCLUSION	147

Introduction

Ce chapitre est dédié à la validation du code de simulation présenté au Chapitre II. Un support expérimental, reproduisant le système d'enveloppe hybride a été réalisé. La caractérisation de son fonctionnement a été présentée au Chapitre III.

La validation nécessite la définition des variables cibles ainsi qu'un protocole de validation. Les tolérances acceptables doivent être définies en fonction des capacités du modèle ainsi que des observations faites sur le support expérimental.

Dans la suite, les variables cibles sont définies. Le protocole de validation est ensuite présenté. Le support expérimental est alors utilisé pour calibrer les taux d'infiltration. Une confrontation est ensuite proposée entre les simulations et les mesures expérimentales pour les différents régimes de convection. L'intégration des MCP fait l'objet d'une dernière partie. La validation du modèle élémentaire de transition de phase précède la confrontation du code global avec la cellule, intégrant les 285 briquettes.

Le terme validation sera abusivement utilisé ici. Il ne pourra s'agir que de calibrage puisque le code ne sera confronté qu'avec des séries de mesures issues d'une même cellule expérimentale. Le processus de validation nécessiterait des confrontations avec d'autres mesures issues d'autres cellules expérimentales, de géométries potentiellement différentes, et soumises à d'autres environnements climatiques.

I. Méthodologie de validation

Concernant la validation d'un code de simulation de manière générale, une démarche aujourd'hui répandue consiste en trois phases :

- Vérification analytique
- Comparaison inter-logiciel
- Validation expérimentale

En thermique du bâtiment, cette démarche s'applique aux codes destinés aux bureaux d'étude ou à des laboratoires de recherche dans une démarche énergétique globale du bâtiment (avec une pérennisation du code pour plusieurs études). Dans l'étude présentée ici et plus particulièrement le modèle numérique présenté au Chapitre II, il ne s'agit pas de disposer d'un code global supplémentaire. Mais plutôt de définir des modèles élémentaires capables d'être couplés entre eux pour représenter dynamiquement le comportement d'un système d'enveloppe ventilée. Ces modèles élémentaires ont été développés dans un souci de maîtriser l'ensemble des choix numériques et physiques sur la modélisation des transferts de chaleur. Par conséquent, aucune comparaison inter-logiciel n'a été effectuée. La cohérence physique du modèle global a été validée au cours d'une étude sur le comportement du modèle suivant les régimes de convection, intégrant ou non des MCP [Faure, 2006]. L'approche privilégiée ici est expérimentale. Des confrontations avec des mesures sur un système identique à celui modélisé sont effectuées et la consistance des résultats numériques est ainsi évaluée.

Afin de valider le modèle numérique sans intégrer les dynamiques de transition d'une configuration à l'autre, une validation par étape a été privilégiée. Il s'agit de maintenir la cellule expérimentale dans une configuration pendant une période suffisamment grande. Ceci pour intégrer le maximum de jours « types » suivant les conditions météorologiques. Les mesures expérimentales sont alors comparées aux résultats de simulations (avec pour entrées du modèle, les conditions climatiques mesurées de la période).

La validation consiste tout d'abord en la définition des variables cibles (variables choisies pour comparer les résultats numériques aux résultats expérimentaux). Les écarts entre les mesures et les simulations de ces températures cibles, dénommés résidus dans la suite, doivent être minimisés. Une méthode d'approche, spécifique au système étudié, doit également être définie. Ces deux aspects font l'objet des paragraphes suivants.

I.1. Définition des variables cibles et intervalle de tolérance

Dans une méthodologie de calibrage / validation, il est nécessaire de définir des variables « cibles », c'est-à-dire les variables sur lesquelles l'analyse des résidus sera effectuée. Ces variables cibles doivent être adaptées à l'objectif et aux capacités de l'outil.

L'objectif de l'étude est d'évaluer la pertinence de l'intégration de ce type de système à l'enveloppe du bâtiment. Cette évaluation n'est pas faite ici sur les structures des écoulements au sein des cavités, ou encore sur les inhomogénéités des températures de surface. Le modèle numérique a été développé dans un souci d'approche globale pour laquelle la température du volume intérieur constitue la principale cible. Toutefois, l'asservissement du système sur une configuration ou une autre, nécessite une représentation fiable des évolutions des

températures d'air aux seins des cavités. Etant donné que la seule analyse des résidus sur la température intérieure n'est pas suffisante pour valider le modèle [Faure, 2007], les températures d'air dans les cavités et la température des surfaces réceptrices des capteurs solaires seront également comparées. Sur ces grandeurs, le modèle ne peut représenter la complexité des phénomènes physiques (notamment dans les cavités d'air ou encore les fortes fluctuations mesurées sur la surface réceptrice du capteur solaire : cf. Chapitre III).

En regard de l'objectif de l'étude, du niveau de détail du modèle numérique, du support expérimental et des dynamiques observées au cours de la caractérisation, les marges d'erreurs acceptables doivent être dimensionnées. Compte tenu des éléments précités, le modèle est jugé acceptable si les résidus n'excèdent pas 10% des amplitudes des températures considérées. Cette limite a déjà été utilisée par Miranville (2002), pour valider un modèle numérique global de toiture ventilée sous des climats tropicaux. Dans la suite, sur toutes figures présentant des résidus, des lignes horizontales définissent ces limites des +/-10%.

I.2. Protocole de validation

La définition d'un protocole de validation est nécessaire. Elle permet de définir et d'organiser une démarche du travail, parfois complexe, de validation. Le protocole suivi ici s'inspire grandement des travaux du LGI (Laboratoire de Génie Industriel) et plus particulièrement de l'équipe EGCTH (Equipe Génie Civil et Thermique de l'Habitat) de l'Université de la Réunion. Miranville (2002) a développé un modèle numérique et l'a validé sur des mesures expérimentales. Le protocole défini par Miranville a été appliqué ici sur chaque configuration du système étudié, en suivant toutefois une démarche d'intégration spécifique.

La Figure 82 présente le protocole de validation utilisé dans cette étude.

Le système intègre deux aspects fondamentaux : la ventilation tout autour de l'enveloppe et le stockage par chaleur latente. La démarche suivie consiste alors en une première phase de validation dans les différentes configurations de ventilation sans l'intégration de MCP. Le modèle est validé sous plusieurs régimes de convection forcée, puis sous un régime de convection naturelle. Une fois le modèle validé, les MCP sont introduits dans le volume et le processus est répété. Les erreurs ou écarts observés dans cette deuxième phase peuvent être raisonnablement imputés à la modélisation des phénomènes de transitions de phase et / ou au couplage des MCP avec leur environnement (volume intérieur et paroi support des MCP).

En cas d'erreur non localisée du modèle, le protocole a recours à la technique dite du forçage. Cette méthode consiste en un rapprochement des conditions limites d'un modèle élémentaire au plus près de la réalité. L'objectif est ici double : localisation spatiale d'une erreur, et validation et calibrage de modèles élémentaires ne disposant pas de capteurs. Dans le cas présent, la technique du forçage permet de valider le modèle « volume intérieur » qui intègre les infiltrations de construction (notamment l'étanchéité de la porte). Pour toutes les surfaces équipées de capteur, les températures sont « forcées », à chaque pas de temps, à leurs valeurs mesurées. Ainsi, les résidus sur la température du volume intérieur ne sont alors imputables qu'aux éléments non modélisés : infiltrations ; ou aux erreurs de modélisation des échanges entre les surfaces et le volume intérieur.

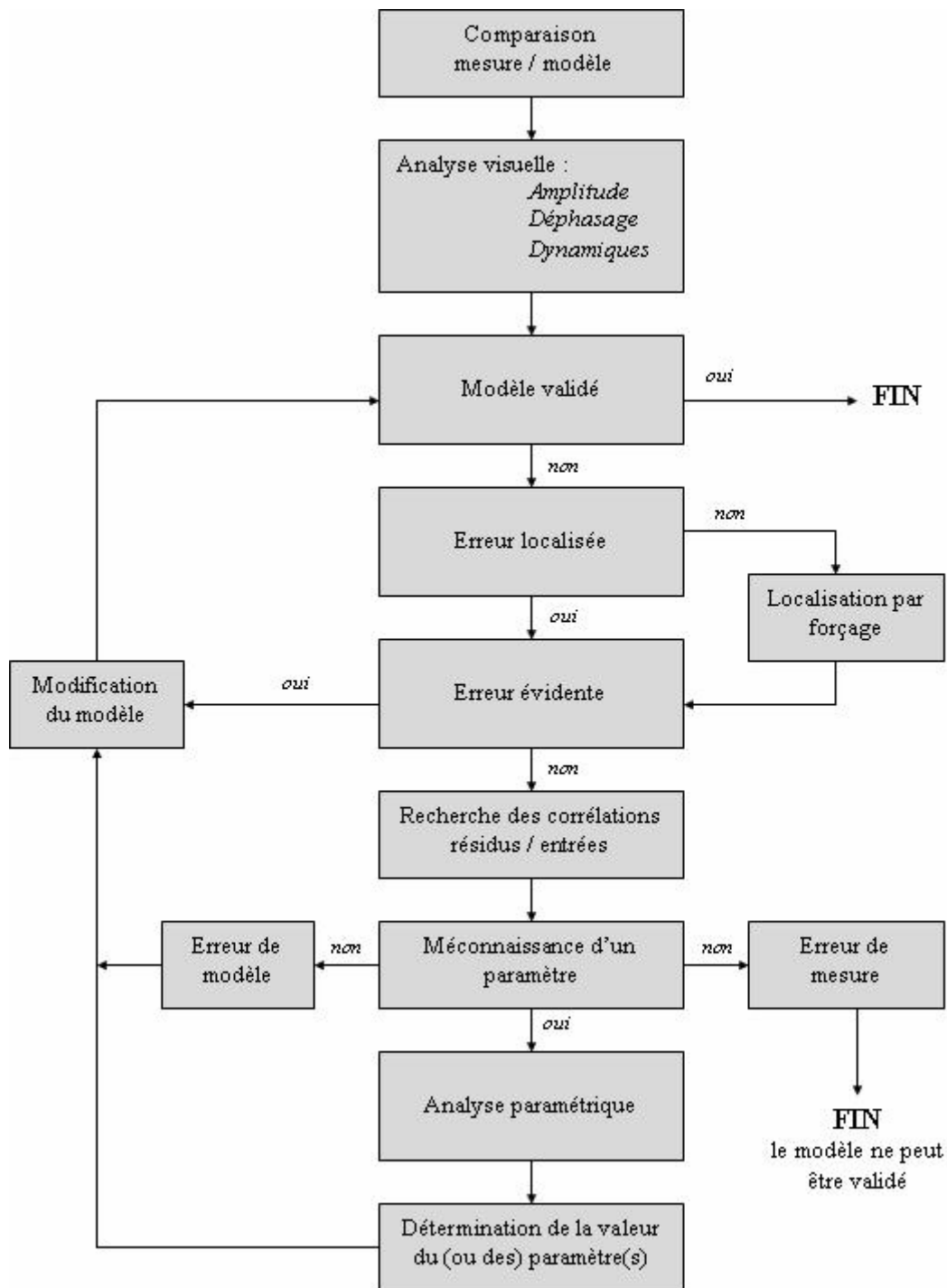


Figure 82 : Protocole de validation expérimentale [Miranville, 2002]

II. Calibrage du modèle numérique

La méthodologie de validation présentée précédemment est appliquée dans la suite. Le modèle « volume intérieur » est tout d'abord validé en utilisant la technique du forçage dans trois régimes de convection forcée et un régime de convection naturelle. Les taux d'infiltration d'air sont ainsi calibrés. Des comparaisons du modèle avec des mesures expérimentales sous des régimes de convection forcée et naturelle sont ensuite présentées.

L'intégration de MCP ainsi que des essais spécifiques aux phénomènes de transition de phase sont enfin abordés.

La configuration de la cellule test est, pour tous les régimes de convection, en configuration de boucle fermée. Le cas de boucle ouverte est considéré lors des conclusions.

Les dates de début et de fin des périodes de mesure, ainsi que les régimes d'alimentation des ventilateurs, sont présentés dans le Tableau 13.

Tableau 13 : Périodes utilisées pour le calibrage du modèle numérique

	Début	Fin	Alimentation des ventilateurs		
			SV1	SV2	SV3
Convection forcée					
CF1	9 février 2007	20 février 2007	50%	100%	50%
CF2	7 mars 2007	12 mars 2007	30%	0%*	30%
CF3	2 mars 2007	7 mars 2007	10%	0%*	30%
Convection naturelle					
CN	20 février 2007	27 février 2007	0%	0%	0%

* La carte de commande du ventilateur du système SV2 présentait un dysfonctionnement sur deux périodes. Les analyses des résidus sont donc à considérées, pour ce système, sous des régimes de convection naturelle.

Rappel : SV1 et SV3 systèmes ventilés avec capteur solaire, SV2 système ventilé avec façade double peau.

II.1. Calibrage des taux d'infiltration d'air

La technique du forçage est utilisée pour calibrer les taux d'infiltration d'air (au travers de la porte d'entrée, des trappes motorisées ainsi que des panneaux d'enveloppe). Toutes les températures possibles (cf. Chapitre III) ont été forcées à leurs valeurs mesurées à chaque pas de temps (toutes les minutes). Des simulations paramétriques ont été faites sur les quatre régimes considérés. La Figure 83 présente les évolutions des moyennes et écarts types des résidus sur la température du volume intérieur. Pour les différents régimes de convection un taux d'infiltration de 0 à 0.4 Vol/h est défini.

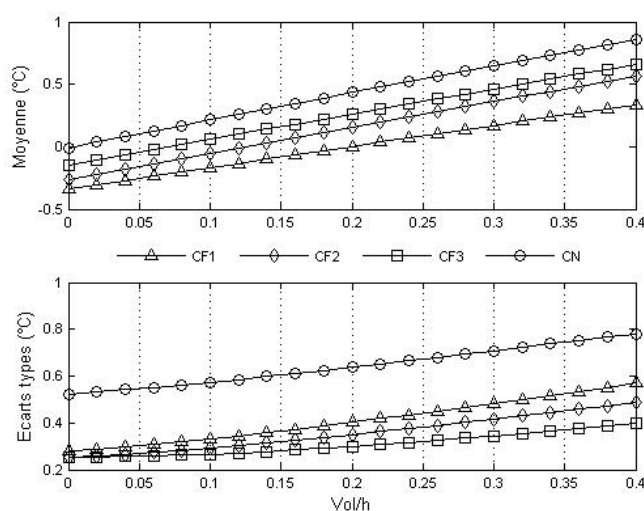


Figure 83 : Evolution des moyennes et écarts types des résidus sur la température du volume intérieur suivant le taux d'infiltration d'air pour quatre régimes de convection

Les taux d'infiltration des périodes sont fonction des régimes de convection (il ne peut s'agir que d'un taux moyen sur la période considérée). Ceux minimisant les résidus sont répertoriés dans le Tableau 14 avec les caractéristiques des résidus associés.

Tableau 14 : Taux d'infiltration et caractéristiques des résidus sur la température du volume intérieur pour les quatre régimes considérés

	Taux d'inf. (Vol/h)	Moyenne (°C)	Ecart type (°C)	Min (°C)	Max (°C)
CF1	0.2	0.0013	0.4028	-0.5035	1.4474
CF2	0.12	-0.0117	0.3024	-0.5140	0.9921
CF3	0.08	0.0177	0.2626	-0.6193	0.9316
CN	0.00	-0.0081	0.5231	-1.0505	3.4811

Une décroissance du taux d'infiltration est observée avec la décroissance des vitesses d'air dans les cavités. Les trappes influencent sans doute de manière prépondérante sur ces taux d'infiltrations. Pour les régimes de convection forcée, les caractéristiques des résidus sont tout à fait acceptables, le modèle élémentaire « volume intérieur » est donc validé.

Pour le régime de convection naturelle, des valeurs plus importantes sont remarquées. La Figure 84 présente les évolutions des températures intérieures (mesurées et simulées) ainsi que les résidus associés pour ce cas. L'ensoleillement sur une surface verticale Sud est également présenté. La distribution des résidus est perturbée par un écart important, localisé sur une forte dynamique (60^{ième} heure). Cet écart est ponctuel, il n'apparaît pas pour les deux autres jours à fort ensoleillement. Les résidus étant acceptables le reste de la période, le modèle élémentaire « volume intérieur » n'est pas remis en cause.

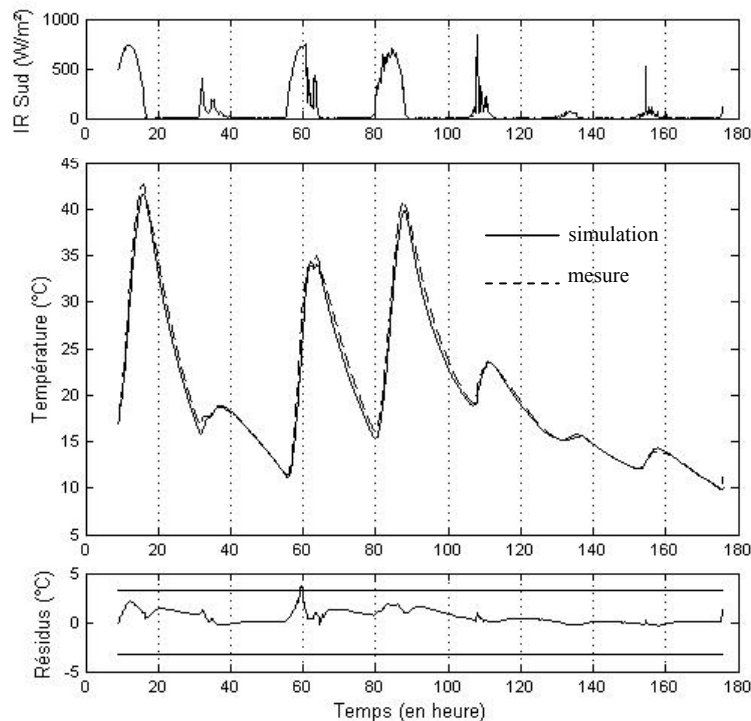


Figure 84 : Ensoleillement et évolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus correspondants en régime de convection naturelle

Les taux d'infiltrations (ou renouvellement d'air) définis précédemment sont introduits dans le modèle pour les différents régimes de convection.

II.2. Régime de convection forcée

Ce paragraphe présente la validation du modèle sous le régime de convection forcée CF1 (cf. Tableau 13). La confrontation des résultats de simulation aux mesures expérimentales a donné lieu à plusieurs « aller-retour », en suivant le protocole de validation. Le modèle a été plusieurs fois corrigé et la toiture arc-boutée, se situant entre les panneaux de toiture et l'environnement extérieur, a donné lieu à une modélisation spécifique. Dans la suite, seuls les résultats finaux sont présentés, ils présentent les résidus minimums obtenus en respectant les choix de modélisation présentés au Chapitre II.

Pour chaque régime, les conditions météorologiques de la période sont tout d'abord présentées. Les résidus des différentes cibles sur les trois systèmes sont ensuite quantifiés. Les deux autres régimes de convection forcée sont enfin présentés par les conditions météorologiques et les évolutions des températures d'air du volume intérieur et de leurs résidus.

II.2.1. Conditions météorologiques

La Figure 85 présente la température extérieure, l'ensoleillement sur une surface verticale Sud, la vitesse et la direction du vent pour la période utilisée pour valider le modèle sous le régime de convection forcée CF1.

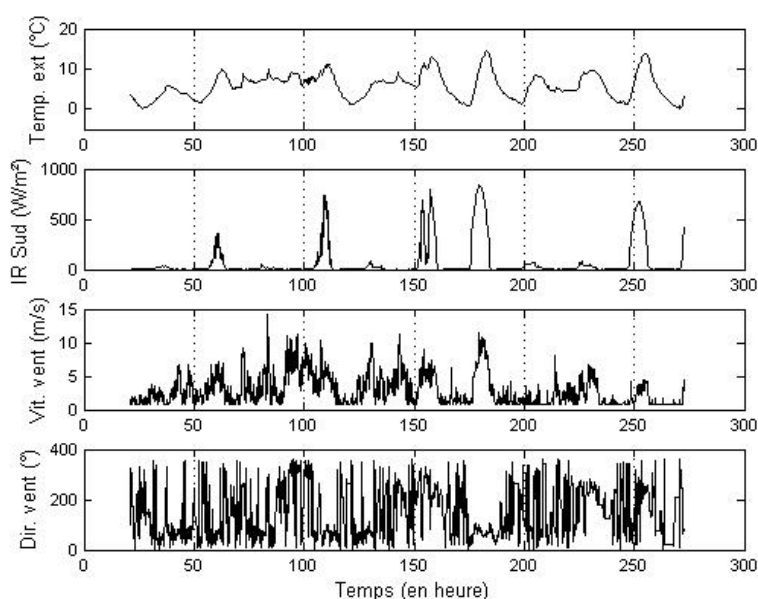


Figure 85 : Conditions météorologiques de la période présentée en convection forcée

La période utilisée présente une bonne variabilité des conditions climatiques. Elle comprend des jours fortement ensoleillés avec des fortes dynamiques sur la température extérieure ainsi que des jours fortement couverts (peu d'apports directs). Les vitesses et direction du vent présentent également une bonne disparité sur la période de mesure.

II.2.2. Comparaison mesures / modèle

L'évolution de la température du volume intérieur, cible principale, ainsi que les résidus associés sont présentés en Figure 86. Les résidus sur les températures d'air dans les trois systèmes sont présentés dans les Figure 87 et Figure 88 et ceux, sur les surfaces réceptrices des capteurs solaires (pour SV1 et SV3), sur la Figure 89.

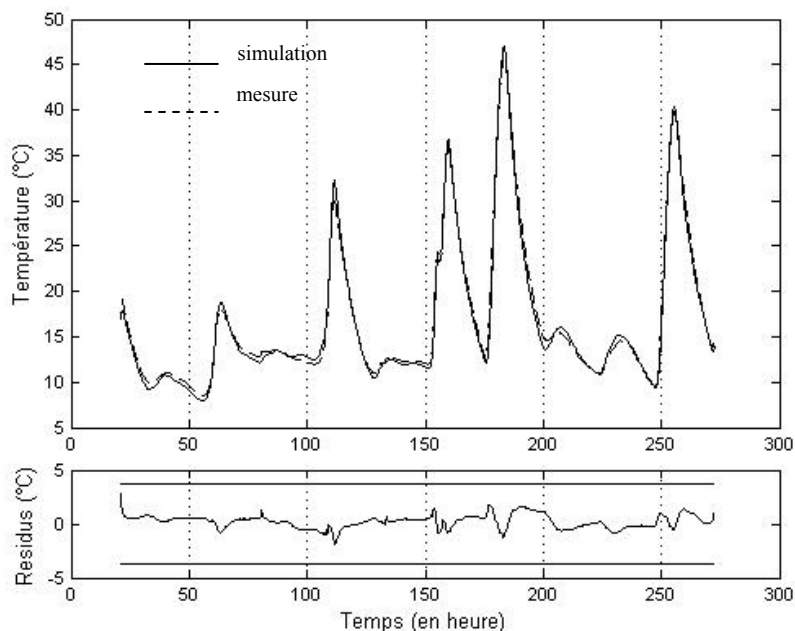


Figure 86 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus correspondants en régime de convection forcée CF1

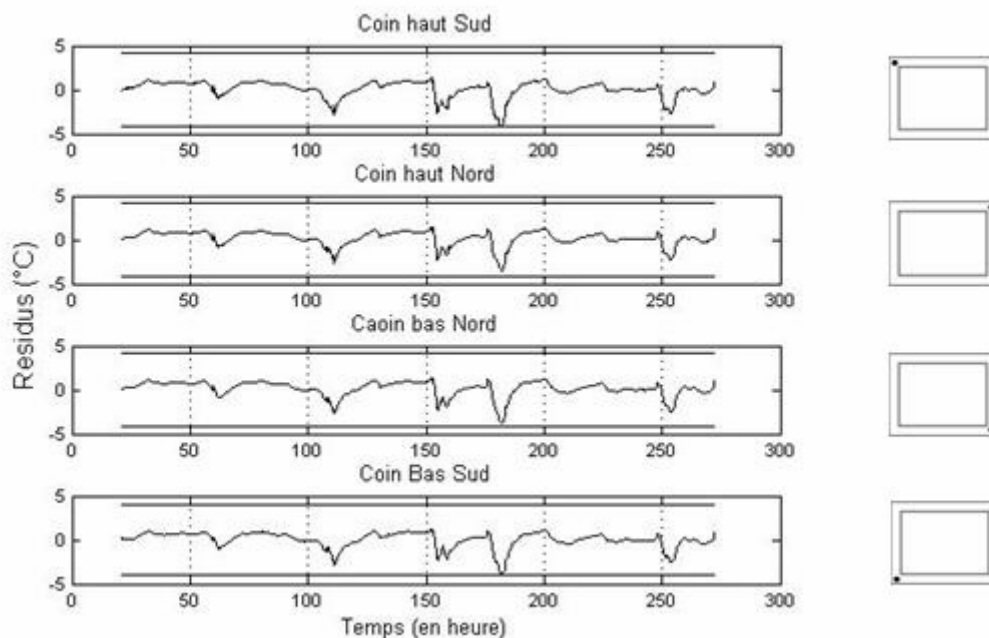


Figure 87 : Résidus sur les températures d'air du système SV1 en régime de convection forcée CF1

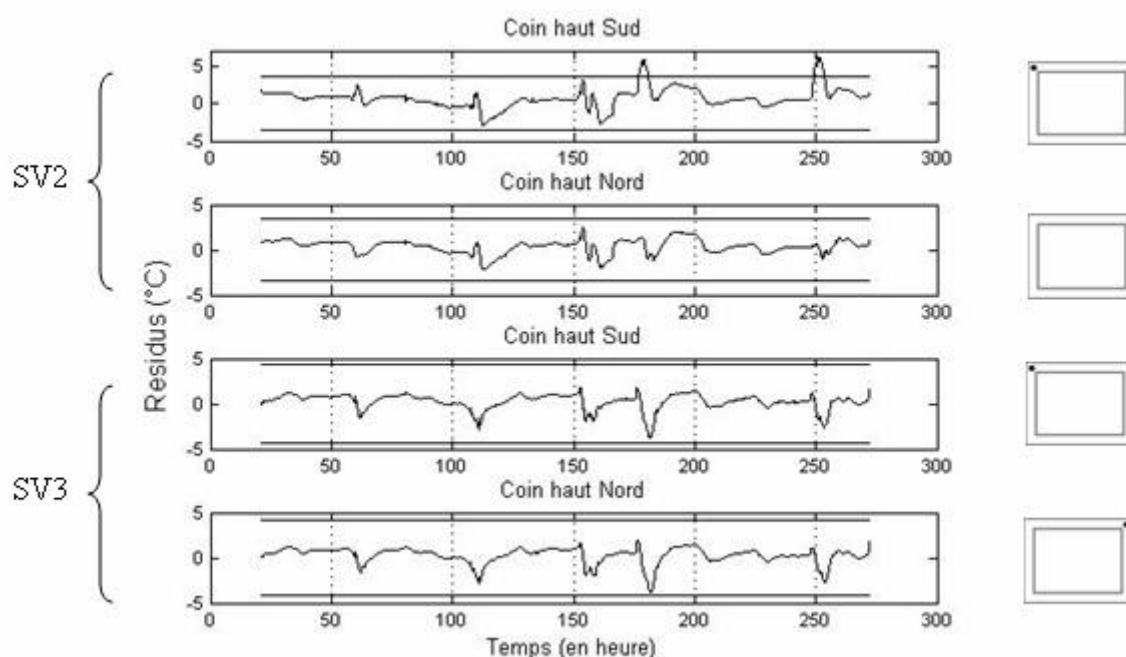


Figure 88 : Résidus sur les températures d'air aux 2 coins des systèmes SV2 et SV3 en régime de convection forcée CF1

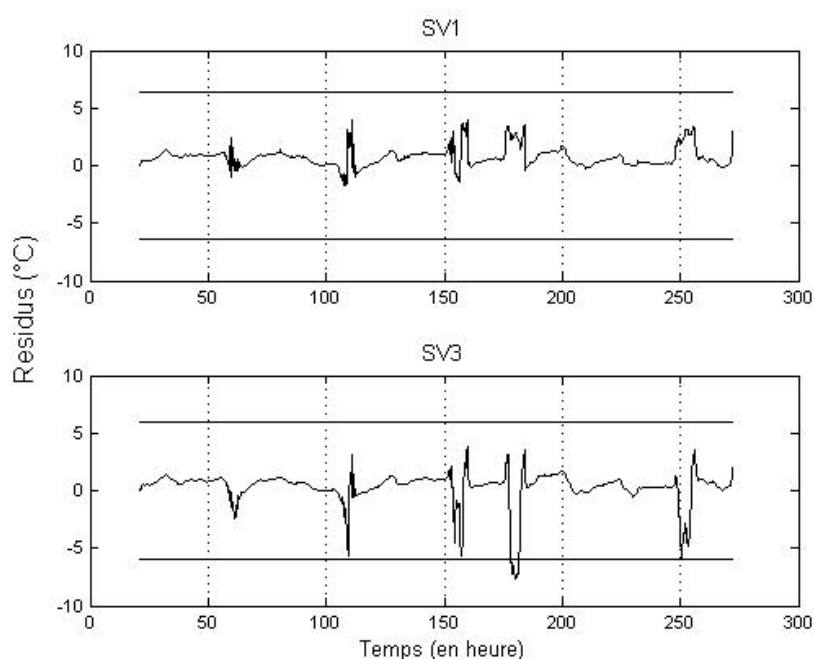


Figure 89 : Résidus sur les températures des surfaces réceptrices des capteurs solaires des systèmes SV1 et SV3 en régime de convection forcée CF1

La température du volume intérieur (Figure 86) est très bien représentée par le modèle. Les deux courbes sont quasi confondues sur le graphique. Les résidus observés sur les températures d'air de SV1 (Figure 87) restent dans des ordres de grandeurs faibles, dans la plage de tolérance définie. Les résidus maximums correspondent aux fortes dynamiques (montée et descente rapide en température). Ils vont dans le sens d'une surestimation des températures d'air pour les jours à fort ensoleillement. La température de surface réceptrice

du capteur solaire (qui atteint les 70°C sur cette période), n'étant pas surestimée (Figure 89), les écarts observés sont certainement imputables à la définition des échanges convectifs.

Concernant le système SV2 (Figure 88), les températures d'air modélisées en partie haute de la façade double peau sont sous-estimées sur les deux périodes à forts ensoleillements. Les parois vitrées ne sont pas équipées de capteurs et il est impossible de savoir si l'erreur vient d'une température de surface de verre (dont toutes les caractéristiques radiatives ont une influence et ne sont pas mesurées) ou du coefficient d'échange convectif. Concernant le système SV3 (Figure 88), les mêmes ordres de grandeur et profils sont observés que pour SV1. Sur la surface réceptrice du capteur solaire sur SV3, des écarts plus importants sont observés. Les mêmes niveaux de température que pour SV1 sont atteints (70°C). Les thermocouples de la surface réceptrice en position haute présentent de très fortes fluctuations (cf. Chapitre III), ces fluctuations se répercutent naturellement sur les résidus de SV3. Les températures modélisées sont comparées à la moyenne des températures haute et basse de la surface réceptrice. Seul le thermocouple disposé au centre de la surface est utilisé dans les confrontations avec le système SV1 (cf. Chapitre III).

Le Tableau 15 présente les caractéristiques des résidus présentées précédemment.

Tableau 15 : Caractéristiques des résidus sur les variables cibles pour un régime de convection forcée

	Moyenne	Ecart type	Min	Max
Temp. du volume intérieur	0.1945	0.6076	-1.8294	1.8129
<i>Temp. d'air de SV1</i>				
Haut sud	0.0636	0.9332	-4.2198	1.3988
Haut nord	0.1722	0.8333	-3.5599	1.4373
Bas nord	0.1174	0.8667	-3.8069	1.3764
Bas sud	0.0093	0.8763	-3.8557	1.2725
<i>Temp. d'air de SV2</i>				
Haut sud	0.6850	1.3002	-2.9161	6.1546
Haut nord	0.353	0.7701	-2.1895	2.4511
<i>Temp. d'air de SV3</i>				
Haut sud	0.2429	0.8599	-3.7273	1.7823
Haut nord	0.2555	0.8837	-3.7476	1.9223
Temp. réceptrice de SV1	0.7229	0.8144	-1.7205	4.0144
Temp. réceptrice de SV3	0.3093	1.4171	-7.6056	3.8561

A l'exception des cas évoqués précédemment, les résidus restent dans des plages de tolérances acceptables.

Deux autres campagnes de mesures ont été effectuées sur des périodes plus courtes et pour d'autres régimes de convection forcée (CF2 et CF3). Les Figure 90 à Figure 93 présentent respectivement les conditions météorologiques et les températures du volume intérieur modélisées et mesurées. La configuration des deux régimes de convection forcée présente quelques différences puisque le système central (SV2) était sous un régime de convection naturelle.

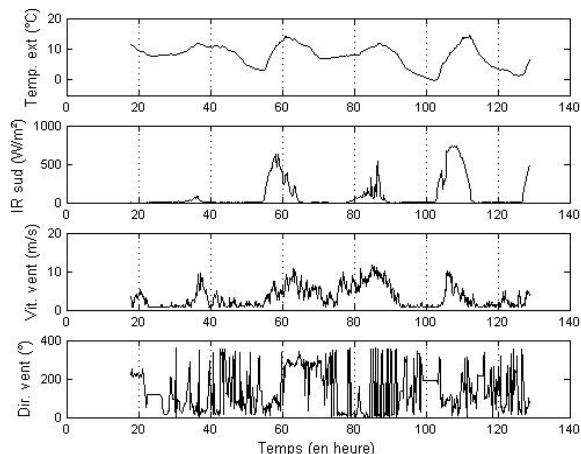


Figure 90 : Conditions météorologiques de la période présentée en convection forcée (CF2)

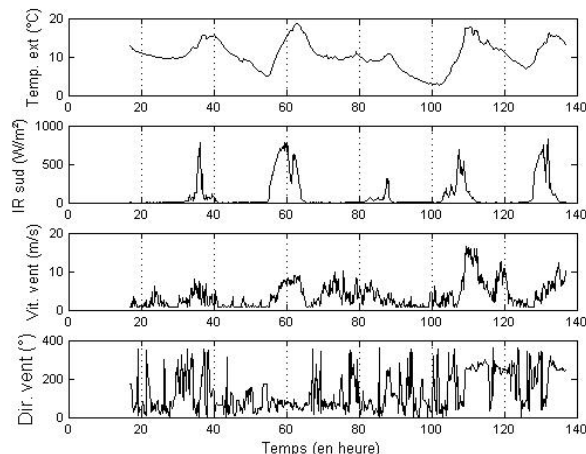


Figure 91 : Conditions météorologiques de la période présentée en convection forcée (CF3)

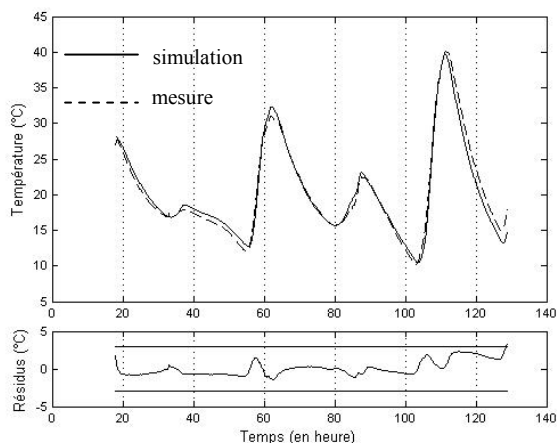


Figure 92 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus associés, régime de convection forcée CF2

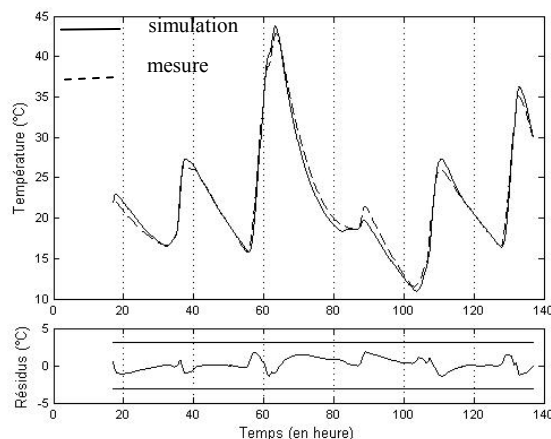


Figure 93 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus associés, régime de convection forcée CF3

Le Tableau 16 présente les caractéristiques des résidus associés aux deux régimes de convection forcée CF2 et CF3.

Tableau 16 : Caractéristiques des résidus sur les températures du volume intérieur pour CF2 et CF3

	Moyenne	Ecart type	Min	Max
CF2	0.0801	0.9817	-1.4294	3.2196
CF3	0.1947	0.7851	-1.4429	1.868

Sur les deux systèmes les résidus restent dans des ordres de grandeur acceptable. Les résidus sur les températures d'air et de surface des capteurs solaires sont présentés en Annexe IV.1. A l'exception de température d'air en sortie de façade double peau, les résidus restent tous dans les plages de tolérance spécifiées.

II.2.3. Conclusion

Le modèle numérique a été confronté à des mesures expérimentales pour trois régimes de convection forcée. Dans les trois cas, la variable cible principale, la température du volume

intérieur reste dans le domaine de tolérance spécifié. De l'analyse des résidus, les remarques suivantes peuvent être formulées :

- Surestimations des coefficients d'échanges convectifs dans les cavités d'air ;
- Résidus importants sur les températures d'air en sortie de façade double peau dont l'origine ne peut être déterminée (entre la température de surface du verre et les coefficients d'échanges convectifs) ;
- Les fortes fluctuations sur la mesure des températures de la surface réceptrice du capteur solaire de SV3 engendrent des résidus en dehors des tolérances spécifiées ;
- Comportement similaire des systèmes SV1 et SV3 pour les trois régimes de convection forcée.

La validation du modèle en régime de convection forcée et en configuration de boucle ouverte n'a pas pu être faite durant ces travaux. Toutefois, les échanges convectifs n'étant fonction que du régime d'écoulement (nombre de Reynolds), seule la température d'air en entrée de la cavité du panneau de sol change. Les transferts de chaleur ont été validés en configuration de boucle fermée. Une extrapolation à la configuration de boucle ouverte en négligeant l'influence du vent sur les entrées et sorties d'air est possible.

II.3. Régime de convection naturelle

Ce paragraphe présente la confrontation du modèle numérique à des mesures expérimentales sous un régime de convection naturelle (en boucle fermée).

Deux périodes de mesures sont exploitées dans la suite, l'une pour calibrer la vitesse d'air en convection naturelle (du 12 au 22 mars 2007) et une autre pour une comparaison du modèle global (du 20 au 27 février 2007).

Après un calibrage des pertes de charges du système, une confrontation de la théorie proposée au Chapitre II, sur l'évaluation des vitesses d'air en convection naturelle, avec des mesures anémométrique est présentée. L'évaluation des résidus sur les températures du volume intérieur et de l'air dans les cavités est ensuite abordée.

II.3.1. Vitesse d'air

La modélisation de la configuration en convection naturelle implique une évaluation des vitesses d'air dans les cavités. Toujours dans l'hypothèse d'un écoulement homogène et établi, une approche théorique a été proposée au Chapitre II. La vitesse de l'air dans les cavités peut se calculer à partir des températures d'air et de surface du système comme rappelé dans la suite. L'évaluation ne peut se faire qu'en configuration de boucle fermée. L'influence du vent sur les ouvertures n'est pas prise en compte dans l'approche théorique proposée.

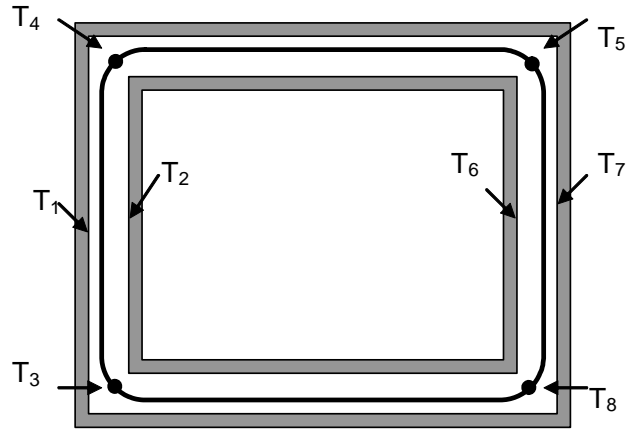


Figure 94 : Schéma du système en boucle fermée

En considérant le système présenté en Figure 94, la vitesse de l'air peut être déterminée par l'équation du second ordre suivante (cf. Chapitre II) :

$$a.V^2 + b.V = f(T_1, T_2, T_3, T_4) + f(T_5, T_6, T_7, T_8)$$

Avec

$$f(T_i, T_j, T_k, T_p) = \rho_{f\overline{kp}} \overline{g} \beta_{f\overline{kp}} \overline{\gamma}_{kp} \left(\frac{h_{ci\overline{kp}}(T_i - T_k) + h_{cj\overline{kp}}(T_j - T_k)}{h_{ci\overline{kp}} + h_{cj\overline{kp}}} \right)$$

- Et
- $\rho_{f\overline{kp}}$: Densité d'air moyenne entre les points k et p ;
 - \overline{g} : Champ de gravité ;
 - $\beta_{f\overline{kp}}$: Coefficient de dilatation sur la température moyenne entre k et p ;
 - $\overline{\gamma}_{kp}$: Paramètre de stratification de la température d'air dans la cavité délimitée par k et p ;
 - $h_{ci\overline{kp}}$: Coefficient d'échange convectif entre la température i et la température moyenne entre k et p ;

Les coefficients a et b définissent la fonction quadratique sur la vitesse pour le calcul des pertes de charges. Une estimation des pertes de charge a été réalisée en considérant les hypothèses présentées dans le Tableau 17.

Tableau 17 : Hypothèses sur l'estimation des pertes de charges en configuration de boucle fermée

	ρ (kg.m^{-3})	ν ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)	Nb angle 90°	Réduction de section	Rugosité (mm)
	1.205	$1.5.10^{-5}$	4	ventilateur	2
Remarques	constante	constante		d'après plan	identique pour toutes les surfaces (OBS, OSB peint, verre)
Négligés	Grilles de protection des trappes Forme des pâle des ventilateurs suivant les sens de circulation				

Le calcul est réalisé suivant la méthode du memento des pertes de charges [IDEL'CIK, 1986]. Les coefficients de la fonction quadratique d'interpolation sont les suivants : a=6.6 et b=0.6.

Un calibrage empirique a été réalisé à partir des mesures. Des coefficients légèrement différents ont été trouvés. En utilisant la technique du forçage, il est possible de se rapprocher au mieux des conditions réelles et de vérifier ainsi la théorie proposée au Chapitre II. Deux jeux de pertes de charge sont identifiés suivant le sens de rotation. En effet, les pertes de charges dans le circuit ne sont pas identiques selon que le mouvement s'effectue de façon ascendante ou descendante au capteur solaire. L'installation de divergents en sortie de ventilateur, afin d'homogénéiser les écoulements d'air, ainsi que la section de passage du ventilateur et l'orientation de pâles amènent des pertes différentes suivant le sens de circulation.

Après plusieurs simulations en variant les paramètres a et b respectivement, la Figure 96 présente les vitesses mesurées et simulées. La Figure 95 présente les conditions météorologiques de la période de mesure. Les deux jeux de paramètres sont les suivants : sens ascendant au capteur solaire (en journée avec apports solaires) : $a=12$ et $b=0.6$; sens descendant au capteur solaire (la nuit ou refroidissement) : $a=9$ et $b=0.6$.

Le calibrage empirique montre des pertes sensiblement supérieures aux estimations. Ces écarts viennent des hypothèses faites lors des estimations tant sur les géométries et « accidents » dans le circuit que sur les structures des écoulements.

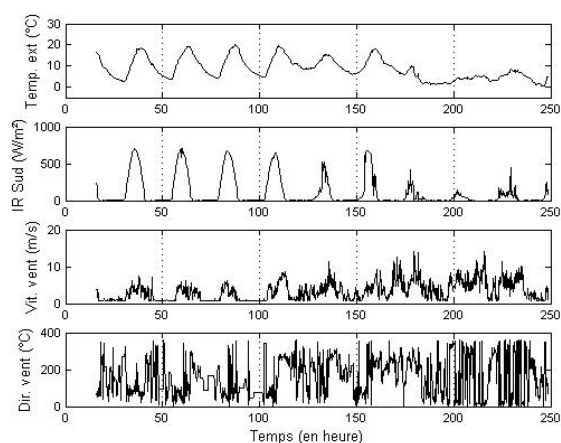


Figure 95 : Conditions météorologiques pour la mesure des vitesses en convection naturelle

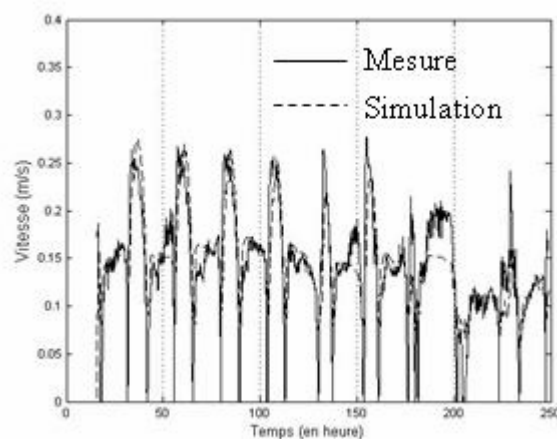


Figure 96 : Vitesses d'air dans le système SV1 sous un régime de convection naturelle

Malgré un écart sur une période nocturne présentant de fortes vitesses (entre les 185^{ème} et 200^{ème} heures) et qui correspond à un palier froid sur la température extérieure (cf. Figure 95), les vitesses d'air sont bien représentées. Même si les écarts relatifs sont importants (du fait des faibles valeurs), une estimation correcte des vitesses d'air dans le système est obtenue.

La méthodologie de calcul de la vitesse sera donc appliquée pour une confrontation du modèle numérique global. Il faut toutefois noter qu'une erreur sur l'estimation des températures d'air et de surface entraîne nécessairement une erreur sur la mesure de la vitesse. Les deux erreurs ont un impact sur la cible principale de l'étude : la température du volume intérieur, étudiée dans la suite.

II.3.2. Température d'air

La comparaison du modèle aux mesures expérimentales en régime de convection naturelle est présentée dans la suite. Les corrélations utilisées sur les échanges convectifs sont celles

définies au Chapitre II. Les Figure 97 et Figure 98 présentent respectivement les conditions météorologiques et les températures du volume intérieur mesurées et simulées.

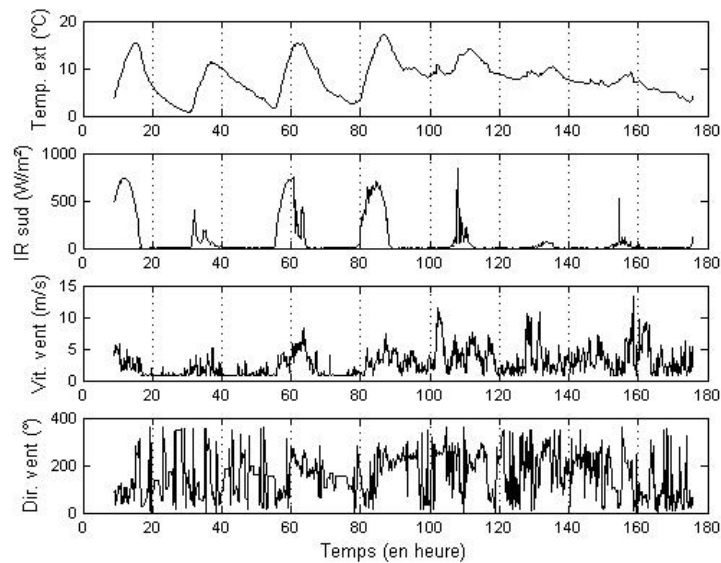


Figure 97 : Conditions météorologiques de la période utilisée en régime de convection naturelle

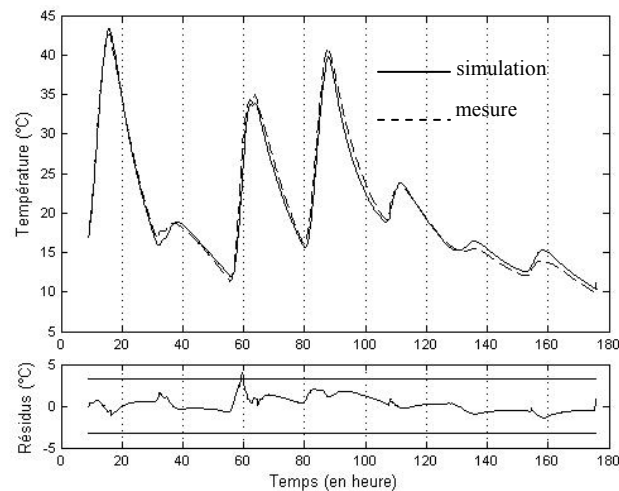


Figure 98 : Evolution des températures du volume intérieur mesurées et simulées avec les résidus correspondants en régime de convection naturelle

En considérant la Figure 98 le modèle est acceptable. Les résidus sur la température du volume intérieur restent dans la plage de tolérance définie. Le maximum des résidus est obtenu sur la même période que lors du calage des infiltrations avec la technique du forçage (cf. II.1.). Toutefois, au regard des résidus obtenus sur les températures d'air aux quatre coins du système SV1 (cf. Figure 99), de forts écarts sont observés entre les mesures et les résultats numériques.

Le modèle numérique surestime fortement les températures d'air dans les périodes à fortes dynamiques (montées rapides en température). Les trois « pics » de sous estimation sur le coin haut Sud correspondent aux moments d'inversion des sens de circulation. Bien que très

faible sur le coin bas Nord, des discontinuités apparaissent aux mêmes endroits et pour les mêmes raisons. Le choix du sens de circulation dans le modèle numérique se fait par une approche globale des températures d'air aux quatre coins. Suivant le signe du bilan sur les températures en entrée / sortie des deux cavités verticales (somme des effets moteurs du capteur solaire et du panneau Nord), le sens de circulation est fixé.

Dans tous les coins du système, les résidus dépassent les tolérances spécifiées pour une circulation ascendante au capteur solaire.

En utilisant là encore la technique du forçage, il est possible de cibler l'erreur faite sur le modèle. Toutes les températures de surface sont « forcées » à leur valeur mesurée à chaque pas de temps. Les températures d'air sont « forcées » aux entrées des cavités (quelque soit le sens de circulation, seule l'entrée d'air est forcée). La Figure 100 présente les résidus alors obtenus sur les mêmes températures d'air.

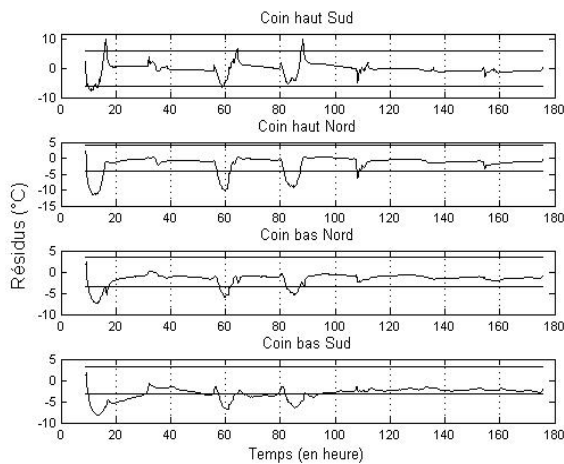


Figure 99 : Résidus sur les températures d'air aux 4 coins du système SV1 en régime de convection naturelle

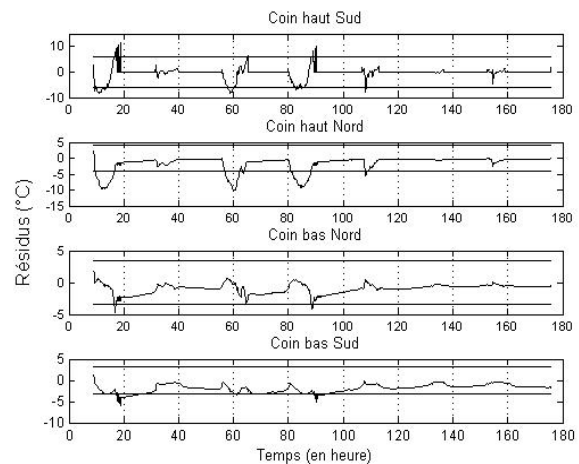


Figure 100 : Résidus sur les températures d'air aux 4 coins du système SV1 en régime de convection naturelle en « forçant » les températures possibles

Sur la Figure 100, les températures d'air en sortie du capteur solaire (coin haut Sud) et du panneau de toiture (coin haut Nord) présentent toujours des résidus importants. Ils ne sont que peu affectés par le forçage des températures de surface et d'air en entrée de cavité. Les résultats obtenus informent alors d'une mauvaise estimation des échanges convectifs. Sur le coin haut Sud (en sortie de capteur), les coefficients peuvent à la fois être surestimés du côté de la surface réceptrice (la température de la surface réceptrice atteint les 95°C) et sous-estimés avec la surface vitrée (une sous-estimation des flux échangés avec la surface vitrée entraîne une surestimation des températures d'air). De plus, la température de la surface vitrée ne peut pas être forcée, entraînant une source d'erreur potentielle supplémentaire dans l'analyse des résidus.

Sur le coin haut Nord, les coefficients d'échanges convectifs sont sous-estimés, ou mal évalués. Plusieurs approximations peuvent être à l'origine des écarts observés : les hypothèses de température de surface homogène, d'écoulement établis et homogène, la définition d'une corrélation identique pour les deux surfaces délimitant la cavité horizontale. Des mesures et analyses supplémentaires seraient nécessaires à la caractérisation des échanges convectifs au sein de cette cavité dans une configuration de convection naturelle. Une méthodologie d'approche est proposée en fin de document concernant ce point spécifique.

Des résidus présentant des écarts de même ordre de grandeur sont observés sur les systèmes SV2 et SV3 dans la configuration de convection naturelle. L'Annexe IV.1 présente les résultats sur ces deux systèmes ainsi que les résidus sur la température de surface réceptrice du système SV1.

II.3.3. Conclusion

Le modèle numérique a été confronté à des mesures expérimentales sous un régime de convection naturelle. La démarche théorique proposée au Chapitre II sur l'estimation des vitesses d'air en convection naturelle a été confrontée à des mesures par sonde anémométrique. Le modèle global a ensuite été confronté aux mesures de température dans la cellule en régime de convection naturelle. Plusieurs observations peuvent être faites suite aux résultats présentés.

- Une estimation fiable des vitesses d'air en convection naturelle peut être faite à l'aide de la démarche proposée au Chapitre II ;
- Des écarts importants sont observés sur les températures d'air en entrée et sortie des cavités, malgré une bonne concordance des températures de surface ;
- Les résidus sur la température du volume intérieur restent dans les tolérances spécifiées pour tous les régimes de convection étudiés ;
- Les coefficients d'échanges convectifs nécessitent une recherche plus approfondie pour être réduits dans le cas d'un régime de convection naturelle à des corrélations sur des nombres adimensionnels. Ces études sortent du cadre du travail proposé ici.

Compte tenu des résultats présentés, le modèle semble acceptable pour une approche globale, basée sur la température du volume intérieur. En régime de convection naturelle, un effet de moyenne permet certainement de compenser les erreurs observées sur les températures d'air.

Des approches qualitatives peuvent être faites à partir du code présenté. La consistance des résultats numériques a été vérifiée pour 4 régimes de convection.

II.4 Intégration des MCP

Dans cette partie, la modélisation des phénomènes de transition de phase fait tout d'abord l'objet d'une validation spécifique. Des mesures expérimentales, en environnement contrôlé, sont présentées. Le modèle élémentaire de transition de phase est ensuite couplé au modèle global. De la même manière que précédemment, le modèle global est confronté à des mesures sur la cellule expérimentale intégrant 285 briquettes de MCP sur ses panneaux intérieurs Nord et sol respectivement. L'analyse des résidus permet de qualifier la simulation physique du couplage global.

II.4.1. Modèle élémentaire de transition de phase

La modélisation du phénomène de transition de phase utilise la méthode de la capacité effective (cf. Chapitre II). Il s'agit d'intégrer les quantités de chaleur latente dégagées ou absorbées, dans la capacité du matériau. Cette dernière est alors fonction de la température, suivant une loi prédéfinie. La définition des conductances, dans la modélisation, peut intégrer ou non les mouvements convectifs en phase liquide. La convection naturelle aura tendance à augmenter les échanges thermiques est donc à accélérer le processus de transition de phase [Costa, 1998].

Afin de valider le modèle élémentaire de transition de phase, des essais spécifiques, sur une briquette isolée ont été réalisés. Les mesures obtenues permettent d'observer la variabilité des caractéristiques du MCP suivant les dynamiques des sollicitations. Le modèle validé permet enfin d'analyser l'influence de la convection naturelle suivant les épaisseurs du conditionnement des MCP.

II.4.1.1 Dispositif expérimental

Un dispositif expérimental a été mis en place en laboratoire climatisé. Les campagnes de mesures consistent en l'application de conditions aux limites contrôlées, l'une étant une sollicitation (rampes ou cycles) et l'autre assurant une condition adiabatique. La Figure 101 présente le dispositif expérimental.

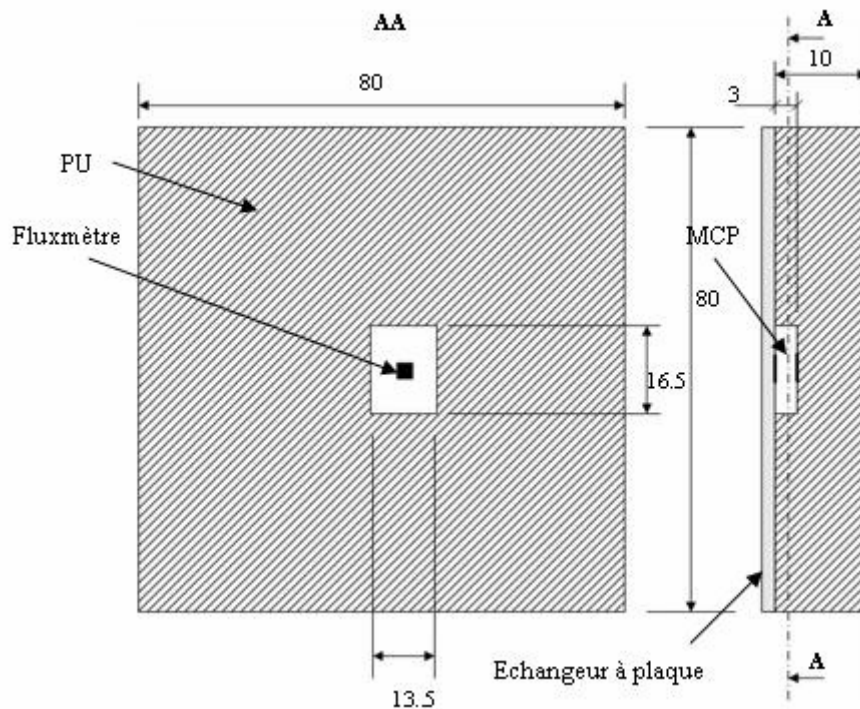


Figure 101 : Dispositif expérimental pour une briquette de MCP isolée (unité en cm)

Le conditionnement des MCP utilisés ici se présente sous la forme de briquette en polyoléfine de $16.5 \times 13.5 \times 3 \text{ cm}^3$. Un emplacement de la même dimension a été usiné dans un bloc de polyuréthane (PU) de 10 cm d'épaisseur. Un échangeur à plaque permet ensuite d'imposer la condition de surface sur la briquette de MCP. De l'eau, régulée par un bain thermostaté, circule dans l'échangeur et définit la température de surface. Les débits de circulation sont

tels que les températures d'entrée et sortie de l'eau sont quasiment identiques. Deux fluxmètres, à gradient tangentiel, sont disposés de part et d'autre de la briquette de MCP. Les flux et températures à l'amont et l'aval de la briquette, la température du laboratoire et de l'échangeur sont relevés toutes les minutes par un système d'acquisition autonome.

Le PU provient du même lot que celui utilisé dans la cellule expérimentale et dont les caractéristiques thermiques ont été mesurées (cf. Chapitre III). La membrane en polyoléfine conditionnant les MCP a été négligée dans la suite.

Le Tableau 18 rappelle les caractéristiques des matériaux utilisés.

Tableau 18 : Caractéristiques des matériaux utilisés pour l'essai spécifique

	ρ (kg.m^{-3})		C_p ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)		λ ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)	L_h (kJ.kg^{-1})
	Sol.	Liq.	Sol.	Liq.		
MCP	960	884	1670	2090	0.182	152
PU	80	/	1400	/	0.0263	/

Le modèle développé est un modèle 1D, les températures de surface de part et d'autre de l'élément modélisé sont donc considérées homogènes. **Zhang et Bejan (1989)** ont établi une corrélation en s'appuyant sur une décomposition en quatre phases du processus de fusion (cf. Chapitre II). Le nombre de Prandtl du matériau testé était de 52. Le matériau utilisé ici présente des nombres de Prandtl beaucoup plus grands, compris de 85 à 133, pour des températures de 40 à 25°C respectivement (cf. Annexe IV.2). Compte tenu de cette différence, le matériau utilisé ici présente une résistance plus importante à l'écoulement (en phase liquide) que celui utilisé par Zhang & Bejan. Cette résistance est définie par le rapport de la diffusivité cinématique sur la diffusivité thermique (nombre de Prandtl). A défaut d'avoir pu identifier une corrélation adaptée au matériau considéré ici, la corrélation de Zhang et Bejan a fait l'objet d'un calibrage empirique. La corrélation est calibrée sur le régime statique atteint en phase liquide dans le dispositif présenté précédemment (cf. Figure 101). La démarche de calibrage et ses résultats sont présentés en Annexe IV.2.

II.4.1.2. Validation expérimentale

Différents types de sollicitations ont été appliquées sur la surface. Les campagnes de mesures ont été regroupées en deux figures présentant des caractéristiques de fusion différentes.

La première série de mesure (Figure 102) présente les sollicitations sous forme de rampe, croissantes et décroissantes, suivies d'une série de sinusoïdes. Les paliers entre chaque rampe sont maintenus pendant 10h. Les deux premières rampes ont une pente de $0.08^\circ\text{C.min}^{-1}$, les deux deuxièmes, de $0.04^\circ\text{C.min}^{-1}$. Les sinusoïdes suivantes ont une fréquence de 24h et une amplitude de 24° centrée sur 23°C (les pentes sont donc de l'ordre de $0.045^\circ\text{C.min}^{-1}$).

La deuxième série de mesure (Figure 103) présente des sinusoïdes d'amplitude et fréquence plus proche d'une condition d'intégration passive à l'enveloppe. La fréquence est toujours de 24h mais les amplitudes sont de 14°C , toujours centrées sur 23°C (les pentes sont donc de l'ordre de $0.02^\circ\text{C.min}^{-1}$).

Les Figure 102 et Figure 103 présentent les évolutions des températures de surface (coté condition adiabatique (cf. Figure 101)) mesurées et simulées.

Le Tableau 19 présente les caractéristiques de changement de phase pour les deux séries de mesures présentées. Les températures de fusion et hystérésis ont du être réajustées pour « caler » le modèle sur les résultats expérimentaux.

Tableau 19 : Caractéristiques du MCP pour les deux séries de mesures (unité : °C)

	T fusion	Hystérésis	Plage de fusion	Plage de cristallisation
Série 1	24.6	3	3	3
Série 2	23	1	3	3

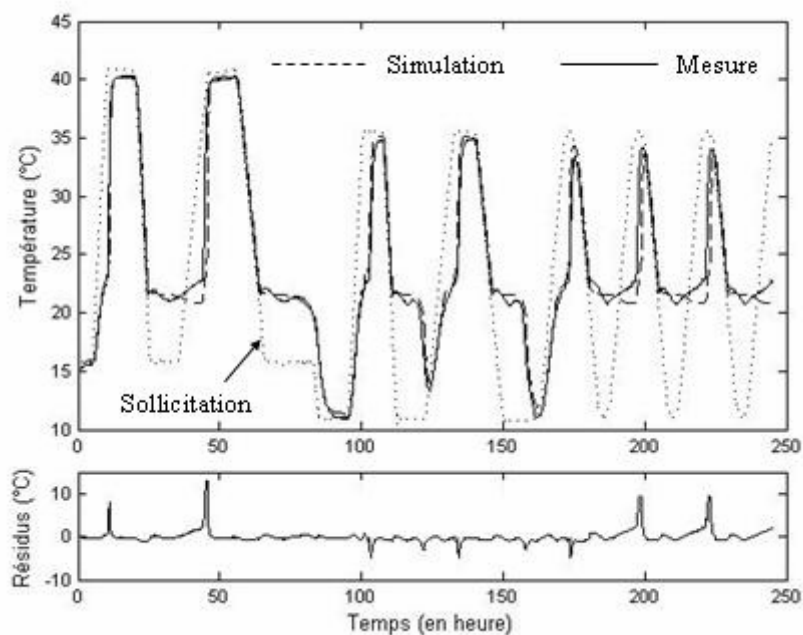


Figure 102 : Températures mesurées et simulées à l'aval de la série 1

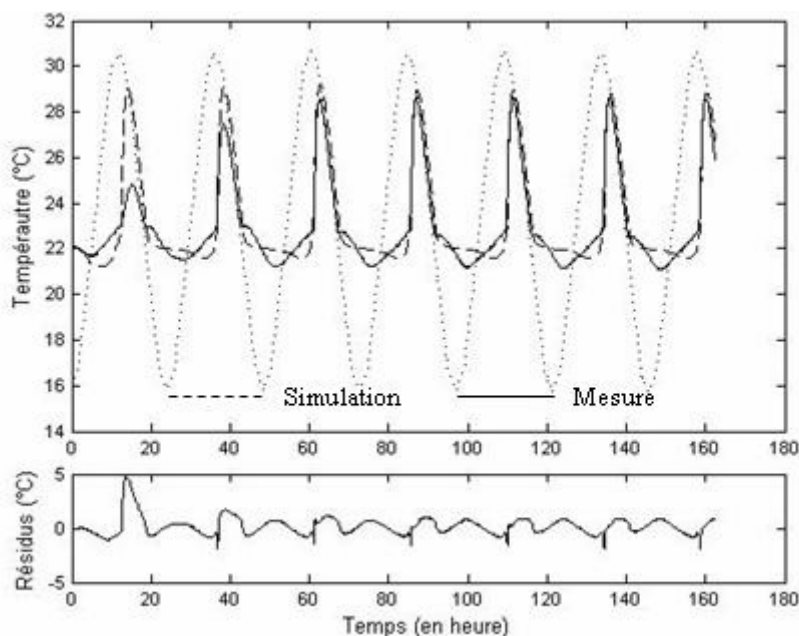


Figure 103 : Températures mesurées et simulées à l'aval de la série 2

Le « calage » des caractéristiques du MCP est nécessaire et montre la variabilité du comportement des transitions de phase. Sur la première série présentée (Figure 102), le modèle représente bien les phénomènes transition de phase, malgré des écarts ponctuels

importants. Sur le temps de la campagne de mesure, les résidus restent au dessous de 2°C pour 97% du temps. Les caractéristiques du modèle étant constantes sur toute la durée de la simulation, les écarts ponctuels identifiés sont imputables à la variation du processus de fusion pour les différentes sollicitations. La deuxième série présentée (Figure 103), montre, là aussi, une bonne concordance des résultats de simulation avec les mesures. Le comportement du modèle est toujours strictement identique d'une sinusoïde à l'autre du fait des caractéristiques constantes. Les mesures montrent l'influence de l'historique du matériau sur le processus de fusion. La mise en route de la transition cyclée est bien visible en début série sur les deux premières sinusoïdes.

La transition de phase est liée aux dynamiques des sollicitations. Les résultats obtenus ne sont valables qu'avec les caractéristiques définies empiriquement au Tableau 19. Des résultats corrects sont obtenus pour le reste des deux séries. Ceci montre que la modélisation du changement d'état (sur les températures de surface) est tout à fait valable. Le caractère variable des caractéristiques est également bien visible sur la deuxième série. Une « mise en route » du MCP est observée avant un cyclage régulier. Cette mise en route est impossible à intégrer dans une modélisation globale, telle qu'elle a été proposée ici.

II.4.1.3. Influence de la convection naturelle en phase liquide

L'influence de la convection naturelle peut être illustrée en reprenant la première série de mesure. La Figure 104 présente les résultats des simulations sans considérer la convection naturelle (le transfert de chaleur s'effectue uniquement par conduction dans le matériau). Les résultats expérimentaux sont également repris.

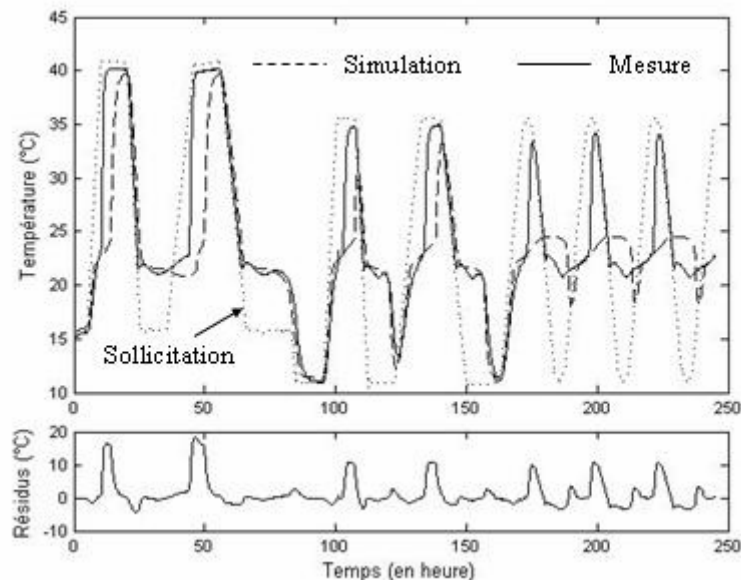


Figure 104 : Températures mesurées et simulées à l'aval de la série 1 sans considérer la convection naturelle

A partir des résultats obtenus, l'influence de la convection naturelle en phase liquide pour ce type de matériaux et ce type de conditionnement est considérable. Il est également intéressant de noter que l'influence de la convection naturelle est très forte lors de la fusion mais beaucoup moins lors des cristallisations (cf. 4 premiers cycles de la Figure 104). Cette

observation a déjà été suggérée lors de l'analyse des gradients de température et flux sur les briquettes de MCP (cf. Chapitre III). Elle est ici confirmée.

Une étude paramétrique permet de définir l'influence de cette convection naturelle suivant les épaisseurs des conditionnements considérés. Des sollicitations de type échelon puis sinusoïde sont appliquées sur la briquette modélisée. Les sollicitations de type échelon sont telles que les transitions de phase sont totales (avec atteinte du régime statique). La sollicitation dénommé échelon, correspond au processus de fusion, celle dénommé échelon inverse, au processus de cristallisation. La sollicitation de type sinusoïde est identique à celle de la série 2 présentée précédemment. Elle est représentative d'une intégration au bâtiment. La Figure 105 présente les écarts maximums observés sur les températures de surface (à l'aval de la surface sollicitée) entre les simulations avec et sans convection naturelle en phase liquide.

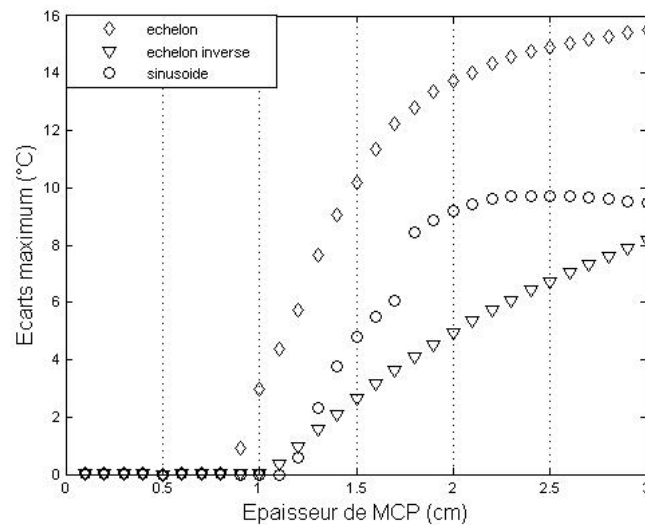


Figure 105 : Influence de la convection naturelle suivant l'épaisseur de MCP

La Figure 105 montre que quelque soit la sollicitation, l'influence de la convection naturelle, sur ce matériau en particulier devient négligeable sur des épaisseurs inférieures au centimètre. Sur les épaisseurs du conditionnement utilisé ici (3cm), la convection naturelle joue un rôle prépondérant qui ne peut être négligé.

II.4.1.4. Conclusion

Des essais spécifiques ont été réalisés sur le MCP utilisé et conditionné dans des briquettes de polyoléfine de 3 cm d'épaisseur. Ces essais ont permis de montrer l'influence de la convection naturelle pour ce type de matériau et dans le conditionnement utilisé ici. Une corrélation, tirée de la littérature, a été calibrée empiriquement sur les régimes établis en phase liquide. Une bonne concordance des résultats numériques et expérimentaux est ensuite observée. Les caractéristiques de transition de phase des MCP utilisés ici dépendent fortement des dynamiques des sollicitations. La prévision des phénomènes de transition de phase paraît difficile à modéliser dans des conditions réelles, pour lesquelles des pentes peuvent varier du simple au double.

Pour ce type de matériau, une étude paramétrique sur l'influence de la convection naturelle suivant les épaisseurs de matériaux utilisés, montre que jusqu'à 1 cm d'épaisseur, les phénomènes de convection naturelle peuvent être négligés.

II.4.2. Analyse globale

Dans la suite le modèle élémentaire a été couplé au modèle global. Une confrontation entre les mesures de la cellule expérimentale et les résultats de simulations est présentée. La configuration correspond à un régime de convection forcée et intégrant 285 briquettes de MCP (cf. Chapitre III pour le positionnement des briquettes).

La Figure 106 présente les conditions météorologiques pour la période considérée.

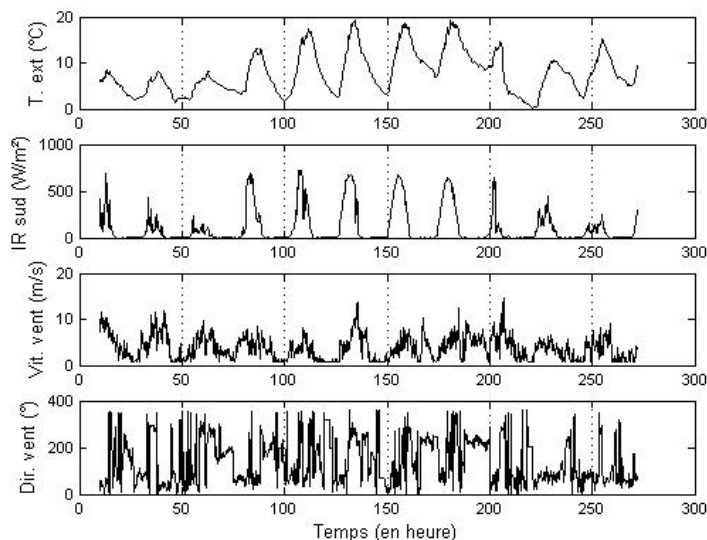


Figure 106 : Conditions météorologiques de la période utilisée avec MCP

Les évolutions des températures du volume intérieur et de la surface des briquettes de MCP sont présentées en Figure 107 et Figure 108 respectivement.

Bien qu'en début de période, avec des MCP à l'état complètement solide, les évolutions des températures simulées soient fidèles aux mesures, le couplage du modèle élémentaire MCP avec le modèle global présente des écarts. Dès la première transition (partielle) de phase, à partir de la 85^{ième} heure, les températures de surface restent dans des plages de tolérance acceptable (jusqu'à la 94^{ième} heure) alors que les résidus sur la température du volume intérieur augmentent. Les caractéristiques de transition de phase étant strictement identique tout au long de la simulation, les températures simulées s'écartent petit à petit des mesures et les erreurs s'amplifient.

Le modèle global présente donc des écarts significatifs avec les mesures expérimentales intégrant des MCP. Plusieurs aspects peuvent en partie expliquer les écarts observés :

- Dépendance des caractéristiques de transition de phase aux sollicitations ;
- Influence de la convection naturelle dans les 285 briquettes de MCP et conditions aux limites non homogènes (cf. Chapitre III).

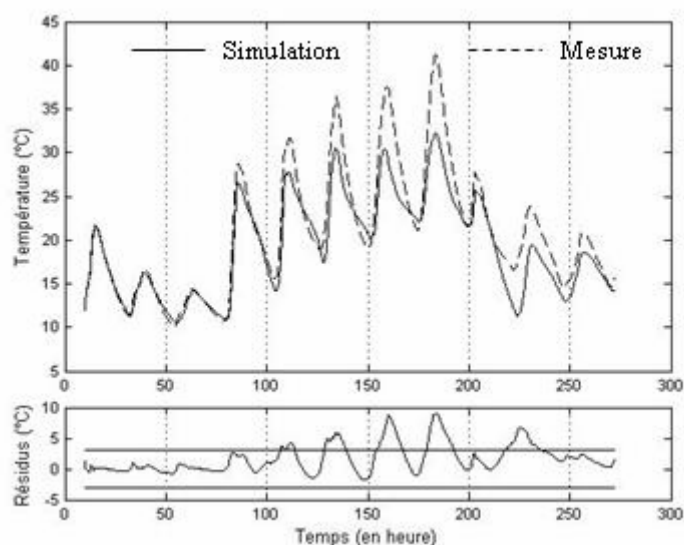


Figure 107 : Evolution des températures du volume intérieur sous un régime de convection forcée avec MCP

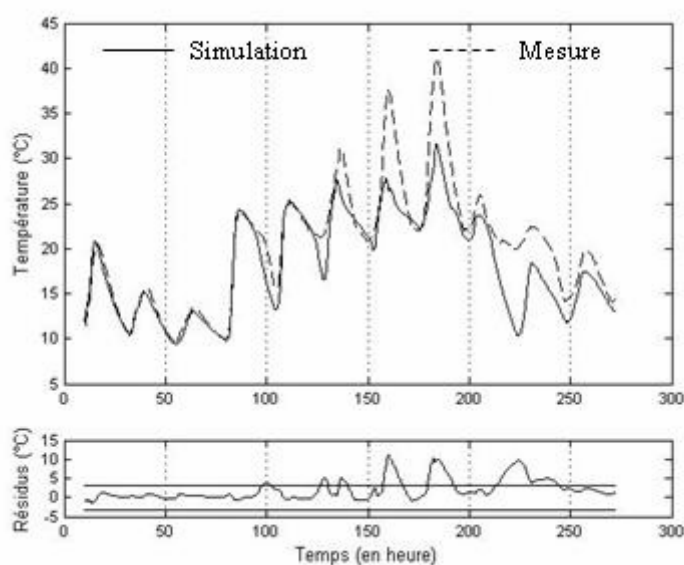


Figure 108 : Evolution de la température de surface moyenne des briquettes de MCP, sous un régime de convection forcée

D'autres aspects, concernant le couplage des deux modèles, peuvent également être source d'erreur :

- Conductances de liaison entre les briquettes et la paroi verticale (briquette non plaquée sur la surface) ;
- Conductances équivalentes entre les briquettes et le volume intérieur (influence des parois latérales des briquettes sur les échanges convectifs et répartition sur les échanges radiatifs) ;
- Conductances équivalentes de rayonnement avec l'ensemble des surfaces intérieures.

II.4.3. Conclusion

Un dispositif expérimental spécifique, en environnement contrôlé, a été réalisé pour valider et calibrer le modèle élémentaire de transition de phase. Différents types de sollicitations ont été appliqués et les simulations des températures de surface à l'aval ont été confrontées aux résultats expérimentaux. Le modèle élémentaire a été ensuite couplé au modèle global d'enveloppe ventilée et confronté à des résultats expérimentaux dans une configuration de convection forcée. Suite aux analyses des résidus et du comportement des transitions de phase observées, les points suivants ont été notés :

- Le modèle élémentaire représente correctement les dynamiques de transition de phase sur des sollicitations bien ciblées ;
- L'influence de la convection naturelle est très importante dans le conditionnement des MCP utilisés ici et principalement lors des phases de fusion ;
- Pour ce type de MCP, la convection naturelle peut être négligée pour des épaisseurs de conditionnement inférieure au centimètre ;
- Le couplage du modèle élémentaire au modèle global d'enveloppe ventilée présente des écarts avec les mesures expérimentales ;
- Les conductances de liaison des MCP avec les parois verticales ne sont pas connues ;
- Les conductances de liaison entre les briquettes de MCP et le volume intérieur sont mal évaluées (influence des parois latérales des briquettes dans l'approche 1D) ;
- Les non homogénéités des conditions aux limites sur les 40 briquettes par panneau vertical (ou 55 par panneau horizontal) engendrent des dynamiques de transition de phase différentes, source d'erreur supplémentaire pour la modélisation globale choisie ici.

L'ensemble des conclusions faites sur le modèle élémentaire ne sont valables à priori que pour ce type de MCP.

III. Conclusion

Une confrontation du modèle développé à des mesures expérimentales a été présentée dans ce chapitre. Du fait de différentes configurations possibles du système, une confrontation par étape a été choisie. Le modèle est tout d'abord comparé dans une configuration sans MCP et pour différents régimes de convection. Les MCP sont ensuite introduits dans la cellule expérimentale et le modèle élémentaire de transition de phase couplé au modèle global. Dans chaque processus de comparaison, une démarche précise a été suivie. Cette démarche s'inspire fortement des travaux expérimentaux du Laboratoire de Génie Industriel et plus particulièrement de l'équipe Génie Civil et Thermique de l'Habitat de l'Université de la Réunion.

Concernant les résultats présentés précédemment, une synthèse est proposée suivant les différents régimes de convections considérées.

Régime de convection forcée

Le modèle numérique a été confronté à des mesures sous trois régimes de convection forcée. Un certain nombre « d'aller-retour » sur le protocole de validation ont été nécessaires à la validation du modèle. La toiture arc-boutée a notamment fait l'objet d'une modélisation dédiée pour rendre compte des échanges thermiques sur les surfaces extérieures des panneaux de toiture. Pour les trois régimes de convection forcée, la température du volume intérieur reste dans la plage de tolérance spécifiée. De manière générale, les coefficients d'échanges convectifs sont surestimés et des résidus importants sur les températures d'air en sortie de façade double peau sont observés. L'origine ne peut être déterminée entre une mauvaise estimation des températures de surface du verre ou des échanges convectifs internes à la double peau. Le modèle global est toutefois jugé tout à fait acceptable dans une configuration de régime de convection forcée.

Régime de convection naturelle

L'approche théorique proposée au Chapitre II, pour estimer les vitesses d'air dans le système à partir des températures, a été validée. Les profils et ordres de grandeurs sont respectés pour la période présentée. Une confrontation du modèle global en régime de convection naturelle montre des écarts significatifs sur les températures d'air, notamment dans le coin haut Nord (sortie de cavité du panneau de toiture). La technique du forçage a été appliquée et une mauvaise estimation des échanges convectifs, identifiée comme source des écarts observés. La réduction des échanges convectifs à une corrélation sur les surfaces délimitant la cavité nécessite de plus amples analyses et recherches qui n'ont pu être achevées durant ces travaux. Les simulations des températures du volume intérieur et des températures des surfaces réceptrices restent toutefois dans des écarts acceptables pour la période considérée. Le modèle global rend compte de la physique des sollicitations mais l'analyse ciblée montre des écarts ponctuels importants, notamment sur les fortes dynamiques.

Introduction de MCP

Un dispositif expérimental a été mis en place pour valider le modèle élémentaire de transition de phase. Le modèle reproduit bien les dynamiques de transition de phase. Les mesures montrent également le caractère variable des caractéristiques de transition de phase selon les

sollicitations. L'influence de la convection naturelle pour ce matériau et ce type de conditionnement a été clairement identifiée et quantifiée. Pour ce type de matériau, la convection naturelle en phase liquide peut être négligée pour des épaisseurs inférieures au centimètre.

Le couplage du modèle élémentaire au modèle global a fait l'objet d'une confrontation avec des mesures expérimentales, intégrant 285 briquettes de MCP. Des écarts importants s'observent dès les premières transitions de phase. Les écarts s'amplifient ensuite logiquement du fait de la définition constante des caractéristiques de transition de phase dans le modèle numérique.

Dans ce chapitre n'a été présenté qu'un calibrage du modèle développé. Les conclusions de ce chapitre peuvent se résumer ainsi :

- Bonne correspondance des résultats numérique et expérimentaux sous des régimes de convection forcée ;
- Correspondance acceptable de la température du volume intérieur sous des régimes de convection naturelle ;
- Correspondance acceptable des phénomènes de transition de phase en environnement contrôlée.

Les points nécessitant de plus amples analyses et recherches pour une caractérisation fine sont les suivants :

- Phénomènes d'échanges convectifs dans les cavités horizontales sous des régimes de convection naturelle ;
- Influence de la convection naturelle dans les phénomènes de transition de phase et notamment sur la fusion et pour différents types de conditionnement ;
- Couplage du modèle élémentaire de transition de phase avec le modèle global. Application sur des matériaux sans changement de phase pour valider le couplage, puis introduction de MCP dans l'ensemble des briquettes pour valider le modèle global.

Malgré les écarts observés dans ce chapitre, une approche numérique est présentée dans le chapitre suivant. Les panneaux d'inertie seront considérés avec une épaisseur de 1 cm et seront entièrement composés de MCP. Ceci permet de s'affranchir des problématiques de couplage entre le modèle global et le modèle élémentaire de transition de phase. Les mouvements convectifs, au sein des phases liquides, sont ainsi également ainsi négligés. Dans ces conditions, le modèle global permet d'effectuer les études qualitatives présentées dans la suite.

Chapitre V

Simulation numérique

INTRODUCTION	150
I. METHODOLOGIE	151
I.1. CONFIGURATION	151
I.2. APPROCHE DE TRAVAIL	151
II. PRINCIPE ET APPLICATION DE L'ANALYSE DE SENSIBILITE (AS)	152
II.1. METHODE FAST	153
II.1.1. Eléments de base	153
II.1.2. Application en thermique du bâtiment	154
II.1.3. Application au système d'enveloppe ventilée	155
II.2. ANALYSE DE SENSIBILITE PARAMETRIQUE	157
II.2.1. Identification géométrique des paramètres	157
II.2.2. Conditions météorologiques	157
II.2.3. Résultats	158
II.3. ANALYSES ET CONCLUSION	165
II.3.1. Sur les résultats	165
II.3.2. Sur la méthode d'analyse de sensibilité	166
III. GAINS ENERGETIQUES POTENTIELS	167
III.1. LOI DE COMMANDE ET REGULATION DE CHAUFFAGE	167
III.1.1. Loi de commande	167
III.1.2. Régulation de chauffage	168
III.2. SIMULATIONS PARAMETRIQUES	169
III.2.1. Période hivernale	170
III.2.2. Période estivale	181
III.3. CONCLUSION	186
IV. CONCLUSION	189

Introduction

Au cours des chapitres précédents, le concept d'enveloppe hybride a été présenté et un modèle numérique a été développé. La validation expérimentale, à partir d'une cellule vraie grandeur a mis en évidence un certain nombre de points sur lesquels le modèle nécessitait des améliorations. Malgré les écarts locaux observés, le modèle présente une bonne concordance globale et peut être utilisé pour mieux comprendre le fonctionnement des enveloppes hybrides.

L'enveloppe, telle qu'elle a été proposée dans cette étude devient un véritable système actif qu'il est nécessaire de contrôler. La définition des lois de commande ou de gestion passe par l'identification des paramètres les plus influents. Il est également important d'évaluer les marges d'action des actionneurs possibles (ici : les vitesses d'air et la configuration ouverte ou fermée). De plus à partir d'une loi de commande intuitive, les gains potentiels d'un tel système peuvent également être évalués. Ceci constitue les deux grandes parties de ce chapitre.

La méthodologie adoptée est tout d'abord présentée, suivi des résultats concernant l'identification des paramètres influents ainsi que les gains potentiels d'un tel système sur deux climats caractéristiques.

I. Méthodologie

Sur une configuration identique à celle réalisée et simulée précédemment. Ce chapitre présente une analyse globale du système à partir du modèle numérique. L'ensemble des simulations présentées dans la suite est réalisé avec la même configuration (géométrique et physique).

Après une présentation de la configuration géométrique et physique du cas simulé, l'approche de travail est définie.

I.1. Configuration

La configuration est la même que celle réalisée sur le dispositif expérimental et dont les mesures ont été confrontées aux résultats de simulations.

La Figure 109 rappelle le système sur un schéma en perspective et sur une vue en coupe.

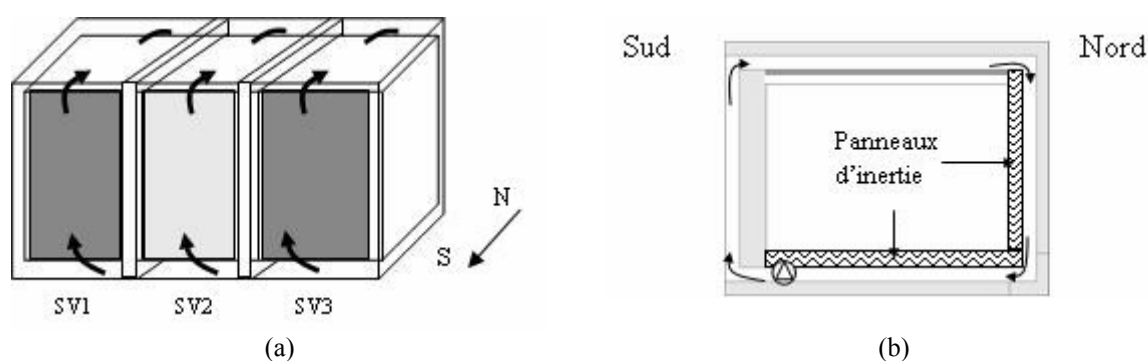


Figure 109 : Schéma en perspective (a) et vue en coupe (b) de la configuration évaluée

L'enveloppe est composée de trois systèmes (dénommés SV1, SV2 et SV3 dans les chapitres précédents) : deux avec capteurs solaires en façade Sud et un avec une façade double peau (au centre). Les dimensions sont identiques à celles de la cellule expérimentale ainsi que les caractéristiques des matériaux (cf. Chapitre III). Les panneaux d'inertie (panneaux intérieurs Nord et sol sur les trois systèmes) sont composés intégralement de MCP. Leurs épaisseurs sont fixées à 1cm afin de s'affranchir des effets de la convection naturelle dans la phase liquide des MCP (cf. Chapitre IV). Les périodes estivale et hivernale se distinguent par la présence d'un débordement de toiture en façade Sud de 1.5m pour la période estivale.

I.2. Approche de travail

Dans une première partie, à partir d'une méthode d'analyse de sensibilité globale, les paramètres les plus influents sont identifiés pour les différentes configurations (convection forcée et naturelle) et les différentes périodes de l'année (hiver et été). L'objectif de cette partie est de fournir les premiers éléments pour la construction des algorithmes d'asservissement.

Les gains potentiels sont ensuite évalués dans une deuxième partie. Sur une configuration similaire à la cellule expérimentale, les besoins énergétiques et les distributions des

températures résultantes sèches (moyenne des températures intérieures et radiantes) sont comparés à ceux d'une enveloppe non ventilée renfermant le même volume. Les comparaisons se font sous deux types de climats, avec présence ou non de MCP. Un premier algorithme très simple de gestion du système d'enveloppe ventilée est utilisé pour cette comparaison.

II. Principe et application de l'analyse de sensibilité (AS)

La méthode d'AS utilisée ici est une méthode dite globale, basée sur l'analyse de la variance (ANOVA). Les méthodes globales ne nécessitent aucune hypothèses a priori sur le modèle [Saltelli, 2006]. Les méthodes basées sur l'ANOVA consistent en la définition de la variabilité des entrées, ou paramètres, sur une sortie considérée. La part de la variance allouée à chaque paramètre est évaluée comme expliqué ci-dessous.

En considérant un modèle quelconque Y fonction de p paramètre $X_{1,\dots,p}$ indépendants (expression (62)).

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_p) \quad (62)$$

L'indice de sensibilité S_i de Y vis-à-vis de la variable X_i se calcule suivant l'expression (63).

$$S_i = \frac{V(E[Y / X_i])}{V(Y)} \quad (63)$$

avec $V(.)$ la variance, $E[./]$ l'espérance mathématique conditionnée.

S_i est l'indice de sensibilité du premier ordre ou effet principal, c'est-à-dire qu'il représente l'effet du paramètre X_i seul, sans considérer ses interactions avec les autres paramètres. L'effet total du paramètre, incluant toutes les interactions est définies par l'expression (64).

$$S_i = 1 - \frac{V(E[Y / X_{-i}])}{V(Y)} \quad \text{avec} \quad X_{-i} = [X_1, X_2, \dots, X_{i-1}, X_{i+1}, \dots, X_p] \quad (64)$$

Dans le cas où la somme des effets principaux est proche de 1, l'estimation des effets principaux suffit à définir les paramètres les plus influents et à réduire le modèle (en autorisant par exemple une plus grande imprécision sur les paramètres les moins influents). Dans le cas contraire, l'estimation des effets principaux permet toujours de hiérarchiser les paramètres les plus influents mais ne peut plus permettre de réduire le modèle (les interactions entre les paramètres sont plus importantes et l'estimation des effets totaux est alors nécessaire à la réduction du modèle). Pour une description détaillée des méthodes ANOVA et la définition des indices de sensibilité, le lecteur peut parcourir Saltelli (2000).

Les méthodes d'AS globale les plus courantes sont les méthodes de Sobol, définie à partir d'un échantillonnage de type Monte Carlo des paramètres, et FAST (Fourier Amplitude Sensitivity Test), basée sur le transport d'information dans le domaine spectral. Les deux méthodes sont similaires en termes de coût (nombre de simulations nécessaires) concernant la définition des effets totaux [Saltelli, 1999]. Pour définir les effets principaux la méthode

FAST est plus intéressante que la méthode de Sobol. En effet, avec FAST, un seul jeu de N simulations suffit à définir les effets principaux de tous les paramètres. La méthode de Sobol nécessite un jeu de N simulations pour chaque paramètre. L'objectif de ce travail est d'identifier les paramètres influents, c'est-à-dire de définir seulement les effets principaux. La méthode FAST est donc utilisée dans la suite. Pour une présentation détaillée des méthodes d'AS globale, le lecteur peut se référer à **Saltelli (2000)**, **Saltelli (1998)**, **Saltelli (1999)**, **Tarantola (2006)** ou encore **Sobol (1993)**, cité dans tous les précédents.

Après une présentation de la méthode FAST, de son application à la thermique du bâtiment ainsi qu'au concept d'enveloppe ventilée proposé ici, les résultats des analyses de sensibilités paramétriques sont présentés.

II.1. Méthode FAST

II.1.1. *Eléments de base*

La méthode FAST a été définie par **Cukier (1973)**. Cukier montre qu'en associant une fréquence entière w , distincte à chaque paramètre, il est possible d'identifier la part de la variance sur une sortie due à un paramètre en particulier. L'effet principal d'un paramètre est calculé en considérant sa fréquence associée ainsi que ses harmoniques sur le spectre de la sortie considérée. Les k paramètres d'un modèle sont définis à partir de l'expression (65). L'effet principal se calcul suivant l'expression (66).

$$X_i(s) = g_i(\sin(w_i s)) \quad \text{pour } i = 1, \dots, k \quad (65)$$

Avec g_i des fonctions à déterminer, w_i les fréquences entières associées aux paramètres X_i et s une fonction définies dans l'espace des réels.

$$S_i = \frac{\sum_{p=1}^{+\infty} (A_{pw_i}^2 + B_{pw_i}^2)}{\sum_{p=1}^{+\infty} (A_p^2 + B_p^2)} \quad (66)$$

Avec A et B étant les coefficients de la transformée de Fourier de Y en cosinus et sinus respectivement.

Des contraintes existent toutefois sur le choix des fréquences ainsi que la taille de l'échantillon d'étude (nombre de simulations). Les interactions entre les paramètres vont générer des fréquences qui sont des combinaisons linéaires des fréquences fondamentales des paramètres en question. De ce fait, la fréquence fondamentale ainsi que ses harmoniques ne doivent pas être des combinaisons linéaires des autres fréquences. En pratique il n'est possible de définir un jeu de fréquences linéairement indépendantes que jusqu'à un certain ordre M. Dans la plupart des analyses de sensibilité (quel que soit le domaine d'application), M est fixé 4 [**Saltelli, 2000**]. Pour ce cas, **Cukier (1975)** propose un algorithme pour générer des fréquences linéairement indépendantes associées à un maximum de 50 paramètres.

Une deuxième contrainte concerne la taille de l'échantillon et vient du critère de Shannon pour l'exploitation des résultats. La taille N de l'échantillon est conditionnée par la fréquence maximale w_{\max} associée à un paramètre que l'on veut capter dans le spectre de la sortie (expression (67)).

$$N = 2Mw_{\max} + 1 \quad (67)$$

En Annexe V.1 l'algorithme de Cukier, permettant de générer des jeux de fréquences linéairement indépendantes, est présenté. Les tailles des échantillons associées y sont également présentées.

II.1.2. Application en thermique du bâtiment

La méthode FAST a déjà été appliquée sur des codes de simulation en thermique du bâtiment ([Mara, 2001] ; [Praene, 2005] ; [Mara, 2000] ; [Miranville (2002)]). L'AS se fait à chaque pas de temps de la simulation. Ainsi, les paramètres sont fixes durant la simulation et évoluent suivant une sinusoïde d'une simulation à l'autre. Les sensibilités d'une sortie aux paramètres étudiés peuvent ainsi être calculées à chaque pas de temps, permettant une analyse en fonction des conditions météorologiques. La Figure 110 illustre le principe de la méthode. Les paramètres y sont dénommés facteurs. La méthode consiste en la réalisation de N simulations avec une évolution des paramètres entre chaque simulation, suivant une sinusoïde selon l'expression (68).

$$X_{ki} = X_{0i} (1 + \Delta_i \sin(w_i s_k)) \quad (68)$$

Avec w_i la fréquence associée au paramètre X_i , s_k est une variable comprise entre 0 et 2π définie par $s_k = \frac{2\pi k}{N}$, $k \in [1, N]$ avec N le nombre de simulations et X_{0i} est la valeur de base du paramètre et Δ_i son taux de variation (% de la valeur de base).

Ainsi, pour une sortie considérée, la part de la variance allouée à un paramètre X_i peut être calculée à chaque instant par l'expression (69) qui représente l'indice de sensibilité jusqu'à l'ordre M [Saltelli, 1999].

$$S_i = \frac{\sum_{p=1}^M (A_{pw_i}^2 + B_{pw_i}^2)}{\sum_{p=1}^{N/2} (A_p^2 + B_p^2)} \quad (69)$$

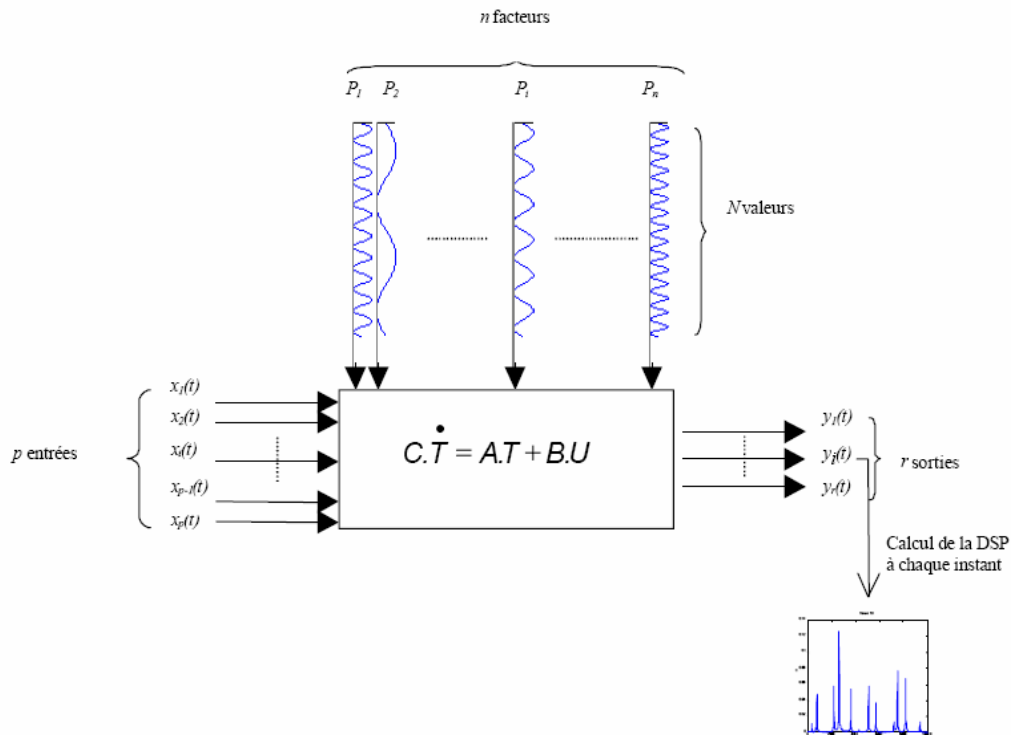


Figure 110 : Principe de la méthode FAST [Mara, 2006]

II.1.3. Application au système d'enveloppe ventilée

La méthode FAST a été appliquée au système d'enveloppe ventilée étudié ici. Une première étape dans l'application de la méthode consiste à définir les sorties sur lesquelles l'AS va s'opérer. Une deuxième étape consiste à choisir les paramètres, leurs marges de variation ainsi qu'à définir les fréquences associées. Ces deux étapes font l'objet des paragraphes suivants.

II.1.3.1. Définition des sorties considérées

Le principe de l'AS est d'identifier la sensibilité d'une sortie particulière à un jeu de paramètres. Les paramètres n'ont pas les mêmes influences selon les sorties considérées. Dans cette étude, plusieurs sorties semblent intéressantes. Tout d'abord, l'objectif du système étant d'améliorer le confort thermique intérieur⁷, les températures d'air intérieur et température radiante moyenne sont considérées comme sorties. De plus, le système d'enveloppe ventilée est basé sur une distribution de l'énergie autour de l'enveloppe par les cavités d'air. Ainsi, il semble intéressant de considérer la température d'air en entrée de capteur solaire également comme sortie de l'AS. La configuration est toujours considérée en boucle fermée.

II.1.3.2. Définition des paramètres

Du fait du nombre de simulations (taille des échantillons) nécessaires en fonction du nombre de paramètres considérés, seul 17 paramètres sont intégrés dans la suite (ce qui nécessite 5497

⁷ Le confort thermique est réduit ici aux températures de surface (valeurs et asymétries) ainsi que sur la température d'air du volume intérieur.

simulations). Le choix des paramètres se fait suivant leur impact, à priori, sur les sorties considérées. Ainsi, il semble intéressant d'identifier l'influence d'une faible variation (10%) des caractéristiques thermiques et géométriques des panneaux de l'enveloppe. Les résistances et capacités thermiques et les caractéristiques radiatives des surfaces internes sont donc intégrées aux 17 paramètres. De plus, le système est basé sur le transport d'énergie dans les cavités d'air (via la vitesse de l'air) et sur le transfert de cette énergie aux différents panneaux (via les coefficients d'échanges convectifs). Ainsi, les vitesses d'air et les coefficients d'échanges (dans le capteur solaire et dans le reste des cavités) sont également intégrés aux 17 paramètres. Les plages de variation de ces derniers sont toutefois différentes. Les vitesses varient de 60% par rapport à leur valeur de base. Ceci vient des possibilités du système de faire varier les vitesses pour les régimes de convection forcée, mais également des mesures faites en régime de convection naturelle (vitesses comprises entre 0 et 0.3m/s ; cf. Chapitre III). Les coefficients d'échanges varient de 50% autour de leur valeur de base. Les plages de variation sont définies à partir de la corrélation utilisée pour des écoulements turbulents⁸ en régime de convection forcée et à partir des moyennes observées en régime de convection naturelle. Il est important de noter que les coefficients d'échanges sont, pour toute l'AS, indépendants des vitesses d'air. Leurs plages de variation sont définies suivant les plages de variation des vitesses. Les fréquences associées aux deux paramètres sont distinctes. Ceci permet d'analyser à la fois l'influence du transport d'énergie et de son transfert aux parois. Le coefficient d'absorption de la surface réceptrice du capteur solaire est également considéré. Sa plage de variation est toutefois limitée à 5% de sa valeur de base. La valeur mesurée et de 0.94, il paraît suffisant de la faire varier entre 0.85 et 0.95 (compte tenu de sa fonction : surface réceptrice). Un dernier paramètre concerne les apports directs, au travers de la façade double peau. Cette variation est imputée sur la surface vitrée, mais n'a d'impact que sur le flux solaire transmis au volume intérieur.

Tableau 20 : Paramètres étudiés dans l'analyse de sensibilité

N°	Paramètre X_i	Valeur de base	% de variation	w_i
1	Vitesse d'air dans les capteurs solaires (m/s)	Suivant le type de convection	60	85
2	Vitesse d'air dans la double peau (m/s)	Suivant le type de convection	60	145
3	h_c dans toutes les cavités sauf capteur solaire (W/m ² /K)	Suivant le type de convection	50	241
4	Résistance de la paroi externe (m ² K/W)	7.7	10	317
5	Résistance de la paroi interne (m ² K/W)	0.055	10	363
6	Capacité de la paroi interne (J/m ² /K)	16032	10	425
7	Emissivité des surfaces internes (-)	0.9	10	481
8	Taux de renouvellement d'air (vol/h)	0.6	10	507
9	Résistance du verre du capteur solaire (m ² K/W)	0.188	10	545
10	Résistance de l'isolant du capteur solaire (m ² K/W)	7.7	10	585
11	Capacité de l'isolant du capteur solaire (J/m ² /K)	3750	10	617
12	h_c avec le verre dans le capteur solaire (W/m ² /K)	Suivant le type de convection	50	639
13	h_c avec la surface réceptrice du capteur solaire (W/m ² /K)	Suivant le type de convection	50	659
14	Coefficient d'absorption de la surface réceptrice (-)	0.9	5	669
15	Surface vitrée pour les apports directs (m ²)	3	10	675
16	Résistance des parois Est et Ouest (m ² K/W)	7.8	10	683
17	Capacité de paroi Est et Ouest (J/m ² /K)	20160	10	687

Le jeu de fréquence utilisé est tiré de l'algorithme de **Cukier (1975)**, présenté en Annexe V.1.

⁸ Le caractère turbulent des écoulements est défini ici à priori pour des nombres de Reynolds supérieurs à 3000.

Le Tableau 20 présente les paramètres intégrés à l'étude, leur valeur de base et leur taux de variation (en pourcentage de leur valeur de base), ainsi que les fréquences qui leurs sont allouées. Les valeurs de base des vitesses et coefficients d'échanges sont fonction du type de convection (naturelle ou forcée) et seront présentés dans les paragraphes correspondants. Les valeurs de base des autres paramètres sont celles de la cellule expérimentale (cf. Chapitre III.).

II.2. Analyse de sensibilité paramétrique

Cette partie présente les résultats des AS sur le système d'enveloppe ventilée. Les panneaux d'inertie disposent des caractéristiques des MCP en phase solide (chaleur sensible uniquement). Les transitions de phase ne sont pas considérées dans cette partie. Après un rappel de la configuration avec les paramètres considérés dans l'AS et des conditions météorologiques utilisées, les résultats sont présentés. Des analyses et conclusions sur l'ensemble des résultats sont enfin proposées.

II.2.1. Identification géométrique des paramètres

La configuration étudiée reste identique à celle de la cellule expérimentale (utilisée pour valider le modèle) et est maintenue en boucle fermée pour toutes les AS présentées dans la suite. La Figure 111 rappelle la géométrie du système et permet d'identifier (à partir des numéros associés dans le Tableau 20) les paramètres intégrés à l'étude.

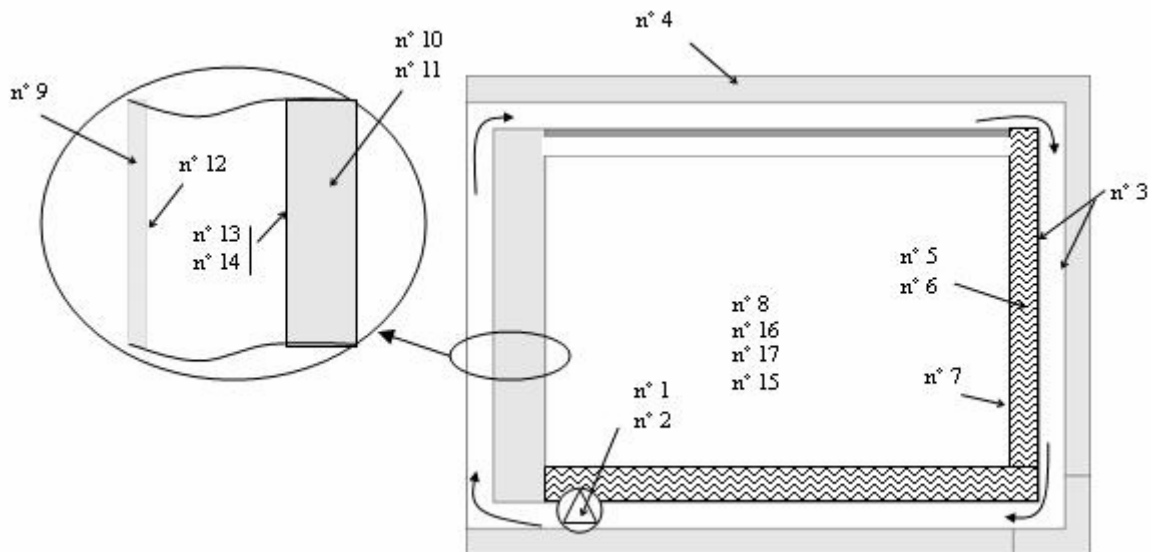


Figure 111 : Vue schématique des paramètres de l'analyse de sensibilité

II.2.2. Conditions météorologiques

Deux jeux de simulations par configuration sont utilisés, correspondant à une période hivernale et une période estivale. Les 5497 simulations se font sur une centaine d'heure, dont les 80 dernières sont représentées dans les AS pour s'affranchir de l'influence des conditions initiales. Les caractéristiques en température et ensoleillement des deux périodes sont présentées dans la Figure 112, elles sont tirées des bases de données Météonorme, pour la ville de Grenoble [Meteotest, 2003]. Ces périodes ont été choisies pour l'ensoleillement variable en hiver et pour des températures élevées en été.

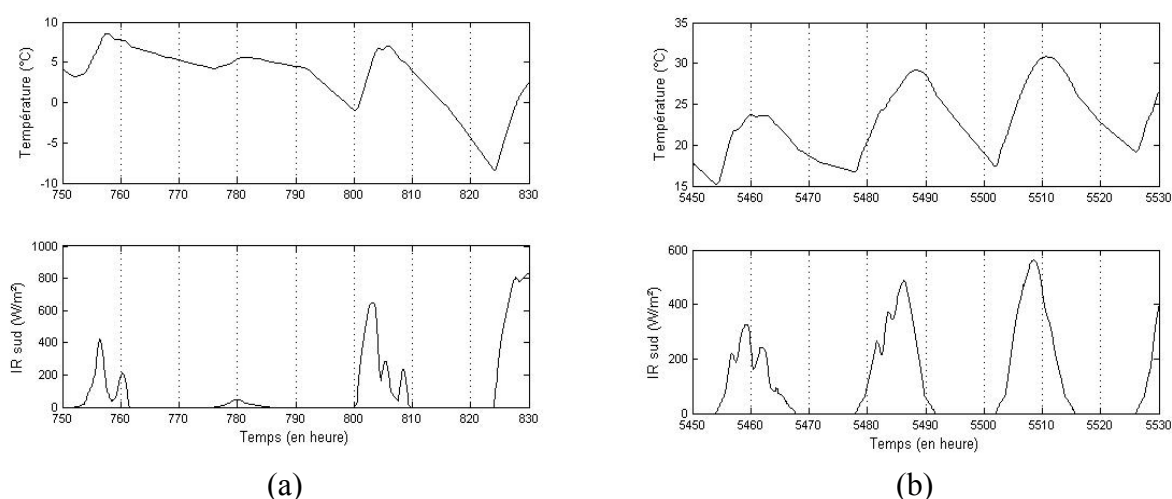


Figure 112 : Conditions météorologiques utilisées pour l'AS ; (a) période hivernale, (b) période estivale

II.2.3. Résultats

Les résultats des AS sous des régimes de convection forcée puis naturelle sont présentés dans cette partie. Les panneaux Nord et Sol disposent des caractéristiques des MCP en phase solide et ne changent pas de phase (matériaux inertes).

II.2.3.1. Pour des régimes de convection forcée

Sous des régimes de convection forcée, les vitesses d'air varient entre 0.5 et 2m/s autour de leur valeur de base. Cette variation correspond à une intégration réelle du système et en conservant un écoulement turbulent (défini a priori sur des nombres de Reynolds supérieurs à 3000). Les coefficients d'échanges sont alors calculés avec la corrélation correspondante, présentée au Chapitre II. Le Tableau 21 présente les valeurs de base et les taux de variation, ainsi que les fréquences associées aux vitesses d'air et aux coefficients d'échanges convectifs.

Tableau 21 : Paramètres étudiés dans l'analyse de sensibilité spécifique au régime de convection forcée

N°	Paramètre X_i	Valeur de base	% de variation	w_i
1	Vitesse d'air dans les capteurs solaires (m/s)	1.25	60	85
2	Vitesse d'air dans la double peau (m/s)	1.25	60	145
3	h_c dans toutes les cavités sauf capteur solaire (W/m²/K)	7.5	50	241
12	h_c avec le verre dans le capteur solaire (W/m²/K)	7.5	50	639
13	h_c avec la surface réceptrice du capteur solaire (W/m²/K)	7.5	50	659

II.2.3.1.1. Conditions hivernales

Chaque figure se décompose en deux graphiques, l'un (en partie haute) représente la somme des effets principaux des 17 paramètres et l'autre (en partie basse) représente la somme des effets principaux des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période. Le premier renseigne sur l'importance des interactions entre les paramètres (complément à 1), le deuxième identifie les paramètres les plus influents en fonction de l'instant considéré de la période. Une légende permet d'identifier les paramètres selon, leur

numéro attribué au Tableau 20. Le caractère influent d'un paramètre se définit suivant l'air de la courbe correspondante (l'épaisseur des bandes de couleur).

Les Figure 113 et Figure 114 présentent les résultats sur les températures du volume intérieur et température d'air en entrée de capteur solaire. Les résultats sur la température radiante moyenne étant très proches de ceux sur la température du volume intérieur, ils sont présentés en Annexe V.2 de manière à ne pas alourdir le document.

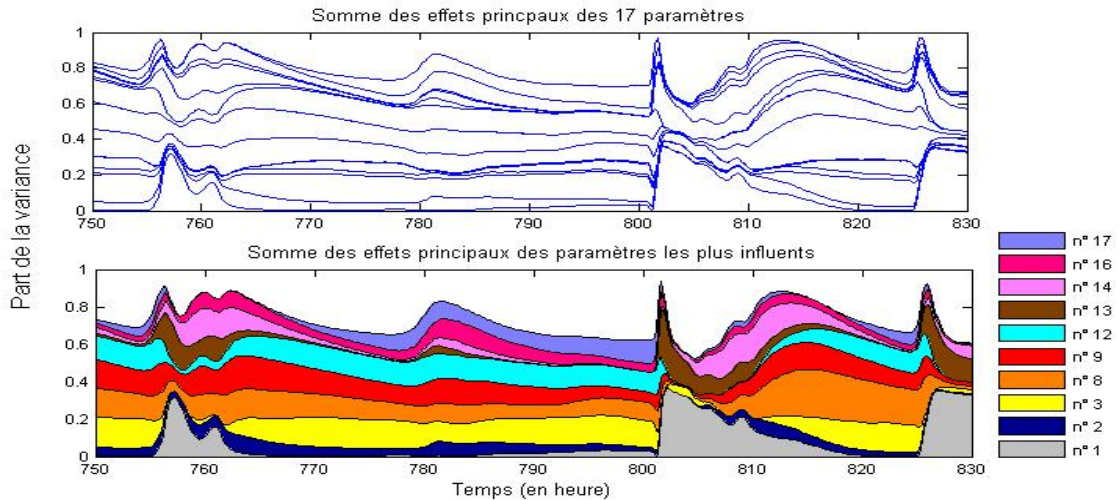


Figure 113 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.

La Figure 113 montre que les effets principaux des 17 paramètres expliquent entre 70% et 95% de la variance totale sur la température du volume intérieur. Ce qui signifie que 5% à 30% de la variance totale est imputable aux interactions entre les paramètres suivant les conditions météorologiques. Un comportement différent des paramètres s'observe selon les conditions météorologiques et notamment en l'absence de soleil. Les vitesses d'air dans les capteurs solaires et la double peau (qui n'ont alors d'influence que sur la conductance d'advection puisque les échanges convectifs n'y sont plus rattachés) se démarquent différemment selon l'ensoleillement. Le taux de renouvellement d'air (paramètre n°8) est plus influent en fin de période, correspondant aux températures extérieures les plus froides. Enfin il paraît intéressant de noter la forte influence de la paroi de verre du capteur solaire tant au niveau de la résistance thermique (paramètre n°9) que sur les coefficients d'échanges convectifs (paramètre n°12) avec la cavité d'air.

La Figure 114 présente les résultats de l'AS sur la température d'air en entrée de capteur. Les mêmes taux d'interaction s'observent avec un nombre plus réduit de paramètres influents. Les influences des échanges convectifs le long des cavités sont les plus importantes durant la journée (paramètre n°3). En période nocturne ou en l'absence de source de chaleur, la paroi de verre du capteur solaire présente, la encore, une grande part de responsabilité sur la sortie considérée (paramètre n°9 et n°12).

A partir des deux figures, les éléments suivants peuvent être dégagés. En présence d'un ensoleillement important : les vitesses d'air (paramètre n°1), l'énergie captée (au travers du paramètre n°14), le transfert d'énergie (au travers du paramètre n°13) et les coefficients d'échanges (paramètres n°3) sont très influents. En l'absence d'ensoleillement : le taux de

renouvellement d'air, les paramètres liés au vitrage du capteur solaire (paramètre n°9 pour la résistance thermique et n°12 pour les coefficients d'échanges) sont très influents.

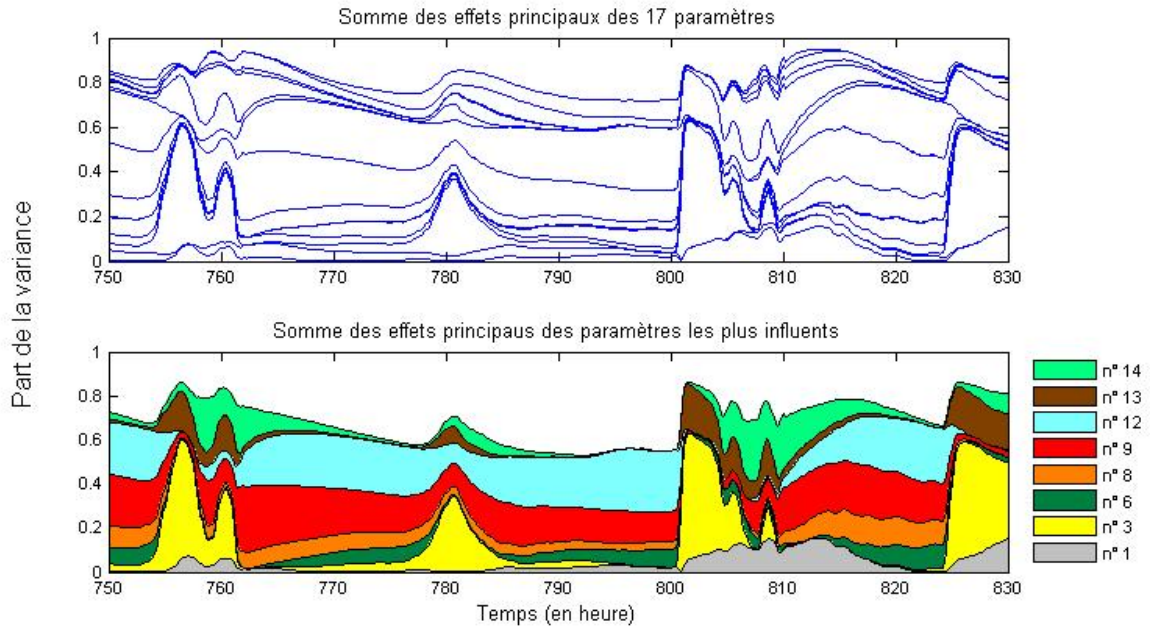


Figure 114 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

II.2.3.1.2. Conditions estivales

De la même manière que précédemment, les figures suivantes présentent les résultats des analyses de sensibilité sur la même configuration (à l'exception du débordement de toiture) pour les données météorologiques de la période estivale.

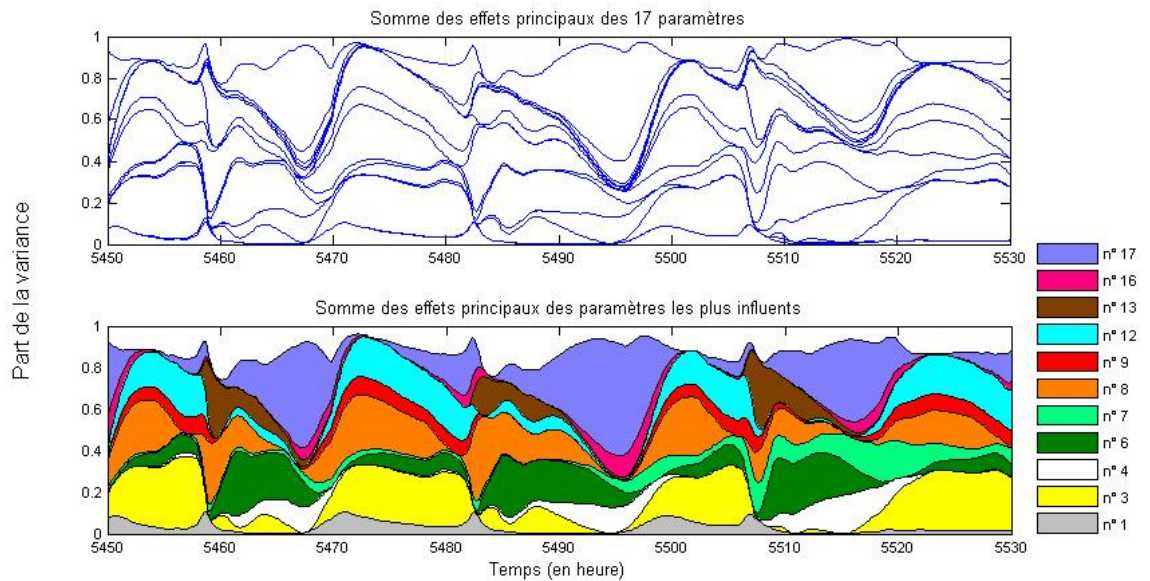


Figure 115 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.

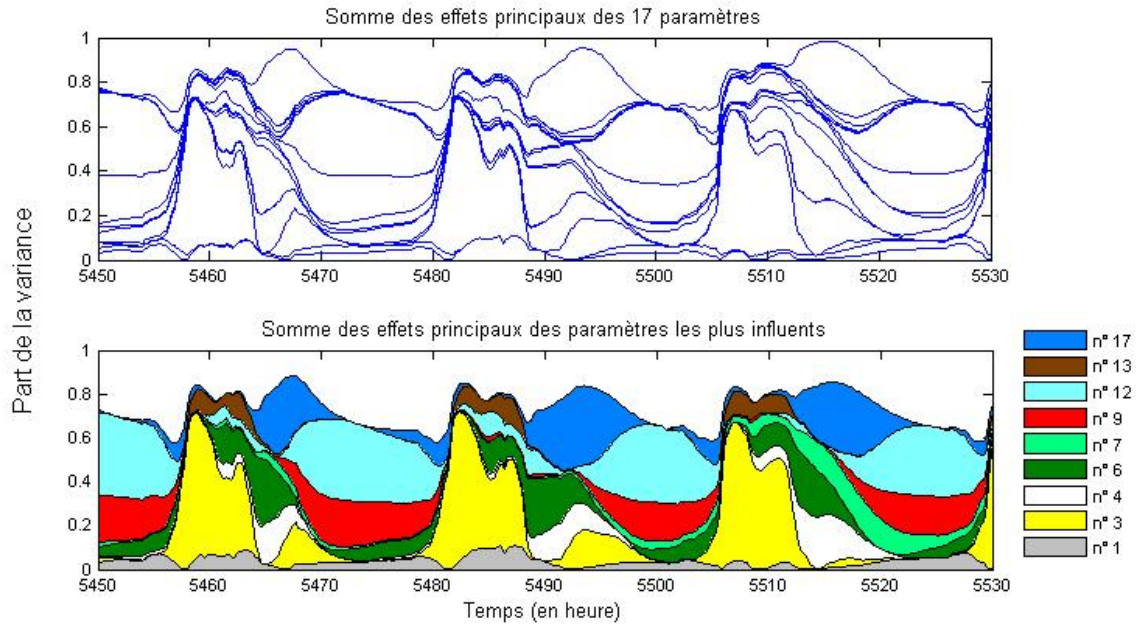


Figure 116 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

Les Figure 115 et Figure 116 présentent respectivement les résultats sur la température du volume intérieur et sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

Concernant les résultats sur la température du volume intérieur (Figure 115), les parois Est et Ouest (non ventilées), se démarquent nettement en fin de journée (paramètre n°17 pour la capacité). Les influences sont ensuite partagées entre les capacités des panneaux d'inertie (paramètre n°6), les taux de renouvellement (paramètre n°8), les coefficients d'échanges convectifs dans les cavités d'air (paramètre n°3) et au niveau de la surface vitrée du capteur solaire (paramètre n°12).

La température d'air en entrée de capteur (Figure 116) est logiquement beaucoup plus sensible aux coefficients d'échanges dans les cavités (paramètre n°3). La paroi vitrée est encore très influente puisque la résistance (paramètre n°9) comme le coefficient d'échange convectif (paramètre n°12) se démarquent largement sur les périodes nocturnes.

Les périodes hivernale et estivale se différencient par la présence des résistances des parois extérieures (paramètre n°4) et des émissivités des surfaces intérieures (paramètre n°7) pour la période estivale

La encore, des observations similaires peuvent être faites en considérant les résultats sur la température radiante (cf. Annexe V.2).

II.2.3.2. Pour des régimes de convection naturelle

Sous des régimes de convection naturelle, les ordres de grandeur des vitesses d'air et coefficients d'échanges convectifs sont naturellement différents. Les valeurs de base sont définies après avoir effectué la moyenne sur une simulation de la même période. Tous les paramètres sont fixés à leur de base et les vitesses d'air sont calculées selon l'approche présentée au Chapitre II. Deux jeux de simulations sont donc effectués, l'un pour l'hiver et

l'autre pour l'été. Le Tableau 22 présente les résultats des moyennes sur les vitesses et coefficients d'échanges pour les deux périodes.

Tableau 22 : Vitesses d'air moyennes et coefficients d'échanges moyens utilisés dans l'analyse de sensibilité en convection naturelle

N°	Paramètre X_i	Valeur de base		% de variation	w_i
		Eté	Hiver		
1	Vitesse d'air dans les systèmes avec capteurs solaires (m/s)	0.1	0.2	60	85
2	Vitesse d'air dans le système avec la double peau (m/s)	0.1	0.1	60	145
3	h_c dans toutes les cavités sauf capteur solaire (W/m ² /K)	2	2	50	241
12	h_c avec le verre dans le capteur solaire (W/m ² /K)	2	4	50	639
13	h_c avec la surface réceptrice du capteur solaire (W/m ² /K)	2	4	50	659

Les coefficients d'échanges convectifs sont plus importants en période hivernale dans le capteur solaire. Les valeurs de base représentent les moyennes de valeurs observées sur la période complète (les valeurs instantanées sont définies, suivant les écarts de température, à partir des corrélations établies sous des régimes de convection naturelle ; cf. Chapitre II.). La présence du débordement de toiture en période estivale limite les gradients thermiques et donc les vitesses d'air ainsi que les coefficients d'échanges.

II.2.3.2.1. Conditions hivernales

Les Figure 117 et Figure 118 présentent les résultats respectivement sur la température du volume intérieur et sur la température d'air en entrée de capteur solaire pour un régime de convection naturelle en période hivernale.

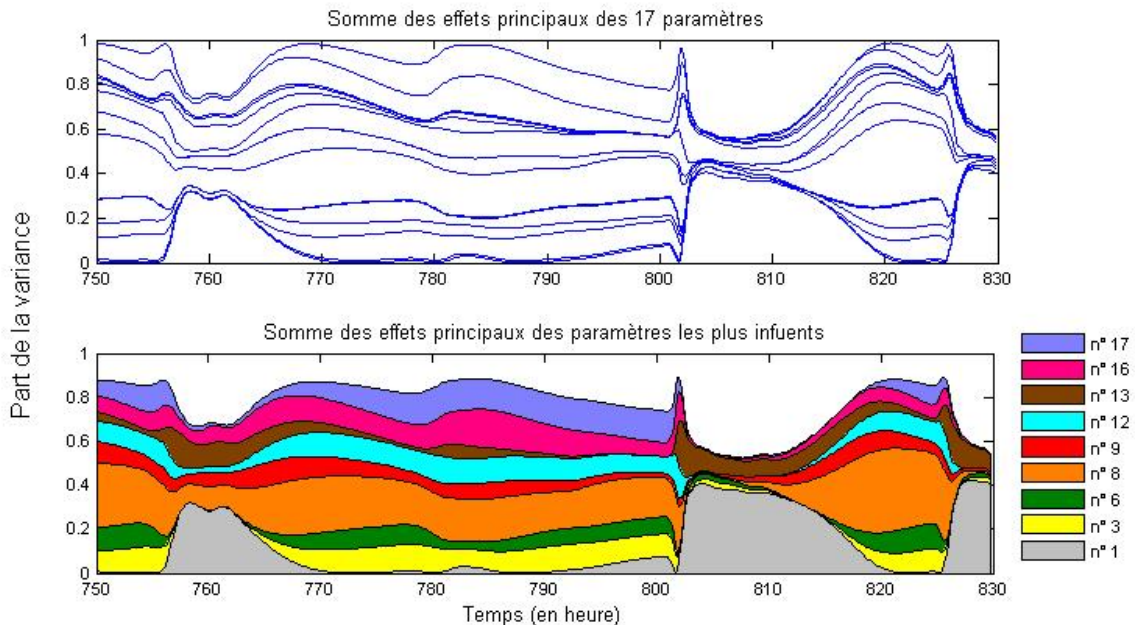


Figure 117 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.

Des profils similaires au régime de convection forcée sont observés sur la Figure 117. Les coefficients d'échanges convectifs (paramètre n°3), dû aux valeurs beaucoup plus petites, ont une influence moins marquée qu'en convection forcée. Le taux de renouvellement d'air (paramètre n°8) est plus important qu'en convection forcée. Les plus faibles valeurs des coefficients d'échanges (paramètre n°3 et n°12), en convection naturelle, limitent les

influences des résistances thermiques du vitrage (paramètre n°9) et permettent une influence plus grande du taux de renouvellement d'air. Ces remarques, concernant plus la méthode d'AS utilisée, seront reprises dans le paragraphe *II.3. Analyses et Conclusion*. Malgré les faibles valeurs des vitesses (paramètre n°1), le transport d'énergie (conductance d'advection) reste très influent.

La Figure 118 (résultats sur la température d'air en entrée de capteur solaire) montre la présence d'interactions fortes en fin de journée. Une répartition largement différente du régime de convection forcée est obtenue. Les vitesses d'air (paramètre n°1) ont une influence quasi-exclusive sur la température d'air en entrée de capteur. Par fort ensoleillement et pour les températures extérieures les plus froides, les coefficients d'échanges (paramètre n°3) se démarquent plus que les autres paramètres.

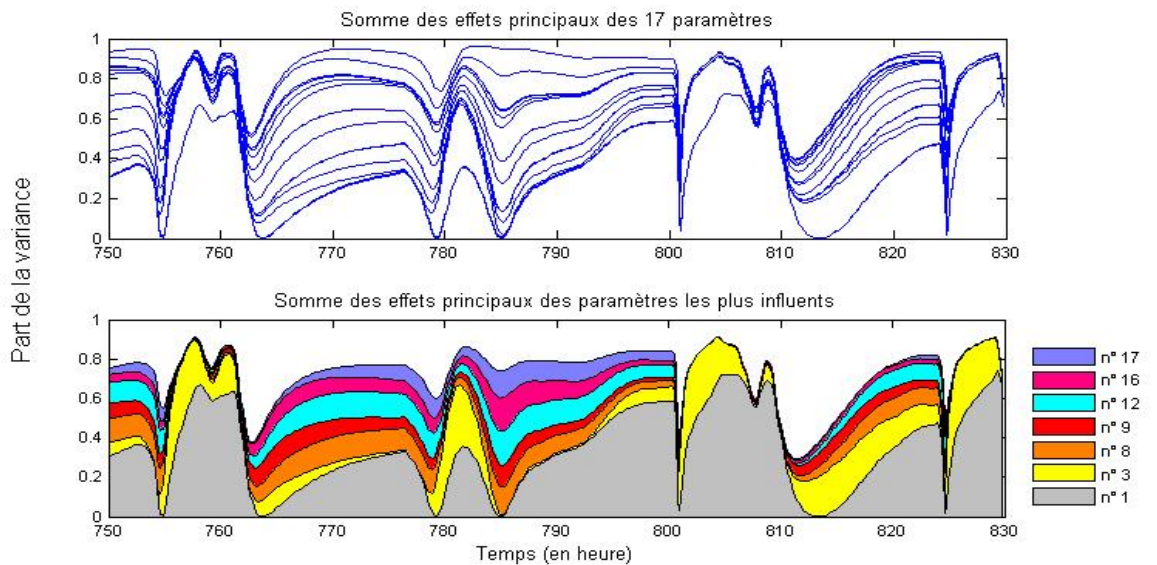


Figure 118 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

Les résultats sur la température radiante moyenne présentent comme précédemment des profils similaires (cf. Annexe V.2).

II.2.3.2.2. Conditions estivales

Les Figure 119 et Figure 120 présentent les résultats des AS respectivement sur la température du volume intérieur et sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

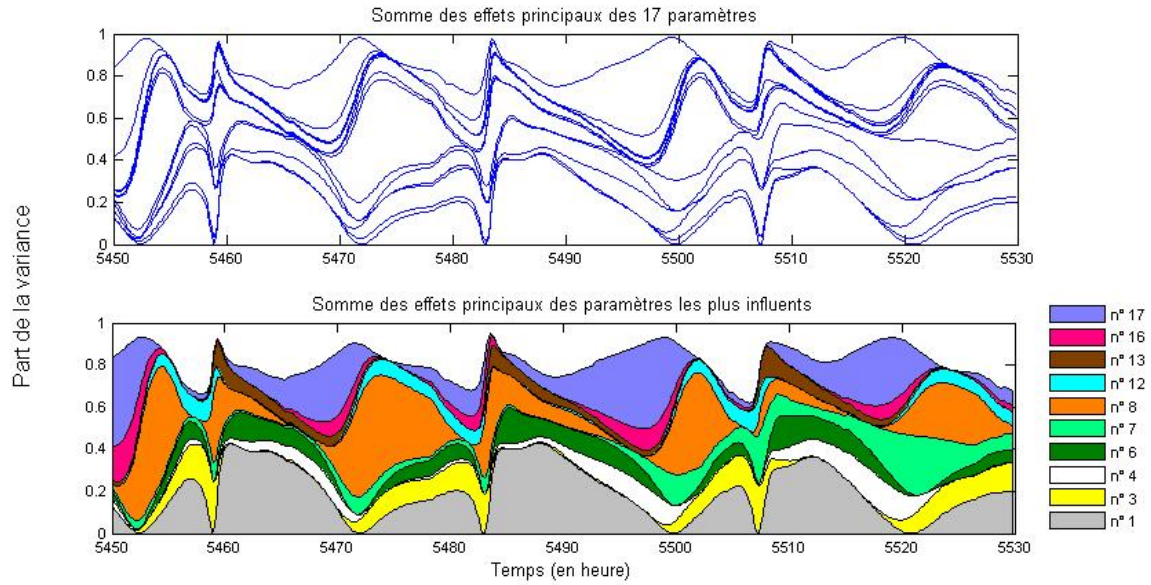


Figure 119 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.

La Figure 119 montre une alternance des influences entre les vitesses d’air dans les capteurs solaires (paramètre n°1), le taux de renouvellement d’air (paramètre n°8) et la capacité des parois Est et Ouest. Les autres paramètres identifiés présentent une influence similaire sur la température du volume intérieur.

Le Figure 120 fait apparaître de très forte interactions puisque ces dernières expliquent jusqu’à près de 80% de la variance sur certaine période. La vitesse d’air étant clairement le paramètre le plus influent sur cette période. Les pics de très forte interaction semblent correspondre aux instants où la circulation de l’air change de sens (ascendant au capteur solaire en journée et descendant la nuit).

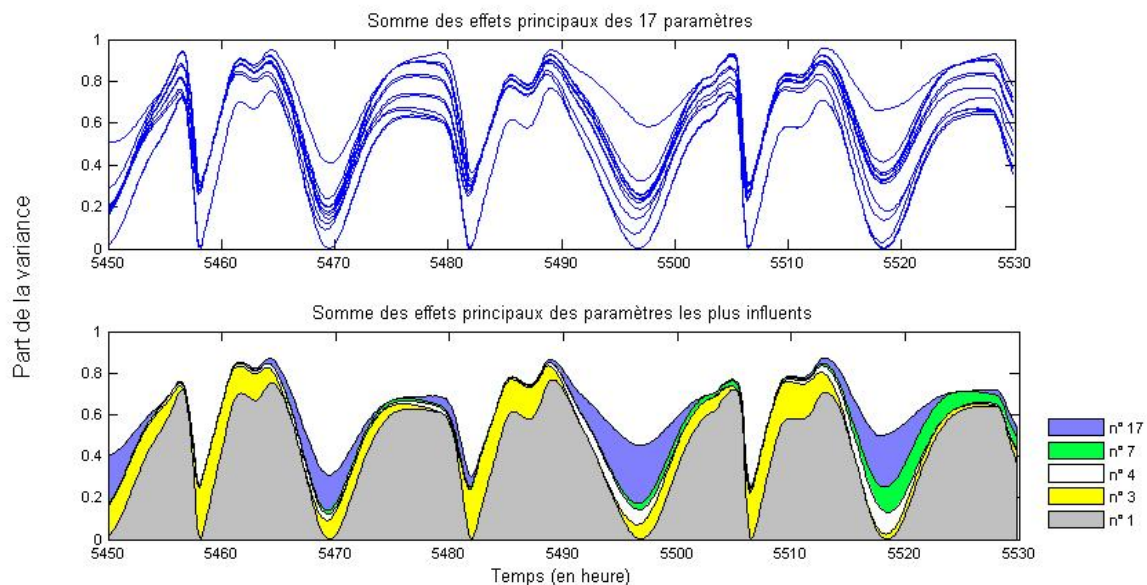


Figure 120 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température d’air en entrée de capteur solaire.

II.3. Analyses et Conclusion

Cette conclusion sur les analyses de sensibilité est divisée en deux parties. Une première partie concerne les résultats de l'analyse de sensibilité sur le système d'enveloppe ventilée. Une deuxième partie propose une analyse critique sur le principe et la méthode d'AS adoptée dans ce travail.

II.3.1. Sur les résultats

Les résultats des analyses de sensibilité sur le système d'enveloppe ventilée montrent une influence majeure de la vitesse d'air pour les régimes de convection naturelle. Une influence moins marquée en régime de convection forcée s'observe⁹. Ces observations doivent intégrer le fait que dans ces simulations, les coefficients d'échanges convectifs ne sont pas conditionnés par les vitesses d'air¹⁰. Une interprétation physique des résultats doit considérer le couplage entre les échanges convectifs et les vitesses d'air. Pour l'ensemble des résultats présentés, ces deux paramètres ont une influence forte sur les sorties considérées.

Les résultats présentés montrent l'importance de la paroi de verre du capteur solaire. Les résistances thermiques et coefficients d'échanges convectifs avec l'air du capteur sont identifiés dans tous les cas comme paramètres influents. Les périodes où leurs influences sont les plus fortes montrent que ces derniers favorisent les pertes d'énergie plutôt que les gains. En effet, ces périodes correspondent à chaque fois aux périodes nocturne ou sans apport solaire. L'effet est toutefois plus marqué pour des régimes de convection forcée que pour des régimes de convection naturelle. La variation du coefficient d'absorption de la surface réceptrice montre une influence moins forte que la paroi de verre. En reportant cette variation sur le taux de transmission du verre (qui aurait le même effet sur l'énergie captée), les résultats montrent qu'il est plus intéressant de favoriser l'isolation du verre plutôt que son taux de transmission. Ainsi, la mise en place d'un triple vitrage, ou la présence d'un revêtement faiblement émissif par exemple pourrait sans doute limiter les pertes sans trop perturber les gains potentiels du système. Cette conclusion est relative au mode de fonctionnement du système dans l'analyse de sensibilité. Pour les deux régimes (naturelle et forcée) les vitesses d'air sont maintenues quelques soit les niveaux de température ou la présence d'ensoleillement. Des conclusions différentes seraient certainement obtenues avec un mode de fonctionnement optimisé (mise en place d'algorithme de gestion sur la vitesse d'air, mise en place de clapet anti retour pour limiter l'effet de refroidissement en convection naturelle, ...).

Sur la période estivale, on observe une répartition différente des paramètres. L'absence d'ensoleillement (avec le débordement de toiture) implique des fortes influences d'autres paramètres, en particulier les résistances et capacités thermique des parois Est et Ouest.

⁹ Une différence importante entre les deux régimes concerne les vitesses d'air. En régime de convection forcée la vitesse varie entre 0.5 et 2m/s. Même si l'écart semble important, l'effet sur le transport d'énergie l'est moins. En régime de convection naturelle, la vitesse varie entre 0.08m/s et 0.32m/s. Cet écart se ressent beaucoup plus sur les sorties considérées. Le transport d'énergie a une influence plus forte pour cette variation de vitesse. Une particule d'air parcourt entre 5 et 20m par minute en régime de convection naturelle contre 30 à 120m par minute en régime de convection forcée. En bouc le fermé, le circuit de l'air fait environ 12m de long.

¹⁰ Les coefficients d'échanges convectifs et les vitesses d'air sont considérés dans l'AS comme deux paramètres indépendants. Ceci permet d'identifier l'influence du transport d'énergie et du transfert d'énergie séparément. Les plages de variation des coefficients sont toutefois définies à partir des plages de variation des vitesses.

Quatre paramètres ne ressortent jamais dans les figures présentées : la surface vitrée de la façade double peau (influence sur les apports solaires directs), la résistance thermique des parois internes, la résistance thermique et la capacité de l'isolant du capteur solaire. Le fait que ces paramètres ne ressortent pas des analyses précédentes ne veut pas dire qu'ils n'ont aucune influence, mais que les variations allouées à ces paramètres autour de leur valeur de base n'influencent pas significativement les sorties considérées. Ceci est lié au principe de la méthode utilisée, sur lequel des observations sont proposées dans le paragraphe suivant.

II.3.2. Sur la méthode d'analyse de sensibilité

L'interprétation des résultats des analyses de sensibilité doit considérer les évolutions des sorties. En effet, les conditions extérieures ainsi que les plages de variations des variables ciblées favorisent l'influence d'un mode d'échange plutôt qu'un autre. Le taux de renouvellement d'air par exemple se distingue nettement des autres lorsque la température extérieure est froide (cf. Figure 113 et Figure 117). Des AS ont également été effectués en intégrant les MCP aux panneaux d'inertie. Les résultats sont reportés en Annexe V.3. La dominance quasi exclusive de la température de fusion en période estivale s'explique par les niveaux de température atteints par les sorties. En effet, la température d'air intérieur évolue dans la zone de fusion (cf. Annexe V.3). Une variation de cette zone de fusion entraîne alors nécessairement un écart important sur la température intérieure. Cet aspect, inhérent à la méthode utilisée, rend difficilement exploitable les résultats. Une AS sur le même système, mais avec un système actif, maintenant la température intérieure à un niveau confortable, donnerait également des résultats différents.

Le choix des paramètres, leurs valeurs de base ainsi que les taux de variation associés ont également une influence sur les résultats. Les quatre paramètres, identifiés précédemment comme non influents, auraient pu se démarquer avec des taux de variations plus importants par exemple. L'étape préliminaire, du choix des paramètres et de leurs taux de variation, conditionne les résultats des AS en générale. Dans cette étude, il a été choisi de définir les paramètres selon un sens physique (en choisissant les paramètres qui pourraient avoir le plus d'influence a priori). Les taux de variation associés étaient pour les uns fonction des caractéristiques du système enveloppe hybride, en vue d'asservir le système avec différentes loi de commande (définition des actionneurs potentiels et de leur marge d'action). Pour les autres il s'agissait d'observer si une faible modification des caractéristiques thermiques ou géométriques (autour de 10%) a une forte influence ou non sur les sorties.

D'autres analyses de sensibilité seraient intéressantes pour construire les algorithmes de gestion du système. A conditions extérieures constantes, quelle est la répartition des influences de chaque facteur sur le système ? Plusieurs analyses seraient nécessaires pour considérer les cas les plus classiques des conditions aux limites (notamment le couple ensoleillement / température extérieure). Toutefois, ces analyses s'étendent en dehors des objectifs de ce travail.

III. Gains énergétiques potentiels

Dans cette partie, le système d'enveloppe ventilée (SEV) est comparé à une enveloppe classique (sans ventilation) (SENV). Les objectifs sont ici de quantifier les apports de la ventilation autour de l'enveloppe ainsi que l'intérêt du couplage de l'enveloppe ventilée avec le stockage de chaleur.

Les deux systèmes sont définis de manière strictement identique (volume, géométrie et caractéristiques thermiques des parois) à l'exception du panneau de verre exposé au Sud. L'absence de cavité d'air dans l'enveloppe de SENV n'implique plus la présence de deux doubles vitrages. Un double vitrage faiblement émissif est donc mis en lieu et place de la façade double peau de SEV. Les apports solaires directs ne sont donc filtrés qu'une seule fois pour le SENV contre deux fois pour le SEV.

Les SEV et SENV sont comparées en termes de besoins énergétiques et de confort intérieur sur trois mois de la période de chauffe (2160 heures de janvier à mars) et en termes de nombre d'heure de surchauffe sur un peu plus de deux mois, intégrant les températures les plus chaude de l'année (1700 heures entre mi-juin et fin août). Deux climats sont également considérés : climat type de la ville de Grenoble et climat type de la ville de Nice. Les deux climats sont tirés des bases de données Météonorme.

Au regard des résultats obtenus sur les analyses de sensibilité, des simulations paramétriques sont proposées. Les paramètres considérés sont le taux de renouvellement d'air, l'épaisseur des panneaux d'inertie ainsi que le type de MCP utilisé (suivant sa température de fusion). Pour toutes les études, 3 régimes de convection sont considérés. Les coefficients d'échanges convectifs sont à nouveau définis à partir des vitesses d'air (en convection forcée) et à partir des températures (en convection naturelle).

III.1. Loi de commande et régulation de chauffage

Une loi de commande est définie pour asservir les configurations du SEV (convection forcée, naturelle, boucle ouverte ou fermée). Un système de régulation actif est intégré aux deux systèmes d'enveloppe. Dans la suite, la loi de commande ainsi que la régulation sont présentées.

III.1.1. Loi de commande

Une première loi de commande basée sur trois températures a été mise en place dans le modèle numérique pour le SEV. Cette loi est illustrée dans la Figure 121. Dans le cadre d'une intégration réelle, les circulations inverses (sens descendant au capteur solaire) sont impossibles dans le modèle numérique (les conductances d'advection sont définies nulles pour ces cas). Des solutions passives existent pour empêcher la circulation inverse. Sur des murs solaires composites, étudiés par Zalewski, une fine feuille de plastique se soulevait au passage de l'air dans un sens mais empêchait l'air de circuler dans le sens inverse [Zalewski, 1996]. Ainsi, la configuration de convection naturelle définie dans la loi de commande permet une évolution passive dans le sens ascendant au capteur solaire mais empêche toute circulation inverse (descendant au capteur solaire).

Trois cas sont considérés dans la suite selon les régimes de convection. Les deux premiers respectent la loi de commande présentée en Figure 121. Des vitesses de 1m/s (1^{er} cas) et de 0.5m/s (2^{ème} cas) sont imposées dans les cavités pour les configurations de convection forcée (cf. Figure 121). Le troisième intègre la présence des enveloppes ventilées mais ne considère plus la loi de commande. Il ne fonctionne qu'en convection naturelle et boucle fermée (sans circulation inverse), quelques soient les évolutions des températures.

Les trois systèmes sont comparés entre eux ainsi qu'avec le SENV en terme de consommation d'énergie pour la période de chauffe et en terme de nombre d'heure de surchauffe pour la période estivale. Les températures résultantes sèches et les asymétries des températures radiantes sont également analysées.

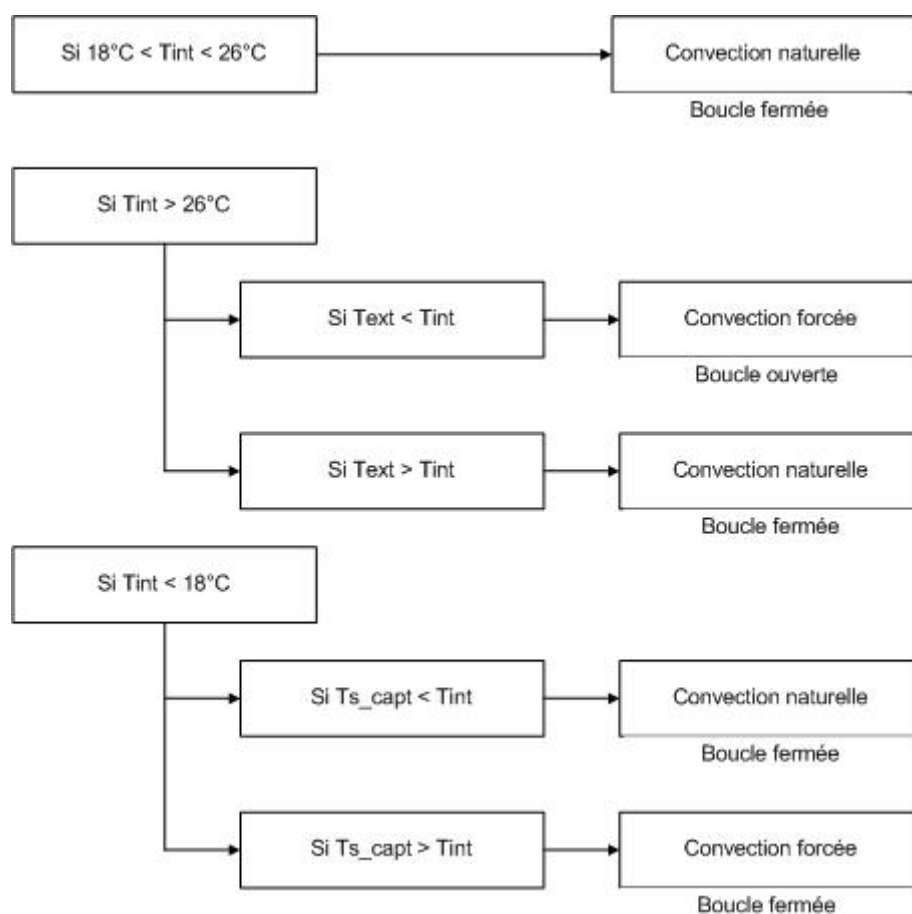


Figure 121 : Loi de commande intégrée pour le SEV

Cette loi de commande a été utilisée pour toutes les simulations présentées dans la suite.

III.1.2. Régulation de chauffage

Dans une première approche, les lois de régulation et puissance de chauffage sont définies a priori et sont utilisées pour toutes les simulations en période hivernale. L'objectif étant ici d'évaluer le potentiel du système d'enveloppe ventilé (SEV) par comparaison avec une enveloppe non ventilée (SENV).

Une régulation en proportionnelle est choisie. Ceci permet de laisser la température intérieure évoluer librement (suivant le potentiel des systèmes d'enveloppe) tout en se maintenant au dessus d'une température limite (en dehors d'une zone de confort). La puissance de chauffage pour la régulation est de 500W par degrés d'écart. La loi de chauffage est exprimée par l'expression (70).

$$P = 500.(T_{\text{int}} - T_{\text{cible}}) \quad (70)$$

Avec P la puissance instantanée, T_{int} la température du volume intérieur et T_{cible} la température cible (limite basse) de la loi de commande (18°C pour la période de chauffe).

Une simulation a été effectuée sur le SENV en période hivernale, avec un taux de renouvellement d'air de 0.9Vol/h. En utilisant la loi de chauffage (70), la température d'air intérieure ne descend jamais au dessous de 17°C en période nocturne.

Les besoins énergétiques des deux systèmes sont calculés en intégrant les puissances de chauffage nécessaires pour la période de simulation. Le SEV comprend également une autre source de besoin, pour l'alimentation de ventilateur. En se basant sur une consommation de référence, définie par la RT2005, de 0,25W/(m³/h), les consommations des ventilateurs sont additionnées à celles liées au chauffage.

III.2. Simulations paramétriques

Sur chacune des deux périodes (hiver et été), des simulations paramétriques sont réalisées. Une première série, pour une épaisseur des panneaux d'inertie fixe (1 cm¹¹), le taux de renouvellement d'air varie de 0 à 0.9 Vol/h et les températures de fusion des MCP, sur une plage de 9°C (suivant les périodes été ou hiver, des plages différentes de température sont utilisées). Une deuxième série de simulation, pour un taux de renouvellement d'air de 0.5Vol/h., propose une variation des températures de fusion (toujours sur 9°C) ainsi que des épaisseurs des panneaux d'inertie de 1 à 10cm. Les cas sans MCP (chaleur sensible dans les panneaux d'inertie) sont systématiquement traités. En considérant un béton classique de construction (densité de 2400 kg.m⁻³ ; chaleur volumique de 1000 J.kg⁻¹.K⁻¹), les variations de 1 à 10cm correspondent à des épaisseurs équivalentes (à capacité calorifique équivalente) de 0.7 à 7cm de béton (sur les mêmes surfaces).

Une hypothèse est faite sur le type de MCP (très visqueux) ou sur le conditionnement (micro encapsulation ou nid d'abeille) puisque les phénomènes de convection naturelle en phase liquide sont négligés dans la suite, même pour des épaisseurs supérieures au centimètre (pour ce type de matériau, la convection naturelle n'est influente que pour des épaisseurs supérieures au centimètre : cf. Chapitre IV). D'autre part les caractéristiques de transition de phase (plage de transition, hystérésis, chaleur latente) sont identiques pour toutes les simulations et sont celles définies au Chapitre IV, lors de la validation du modèle élémentaire de transition de phase (hystérésis et plage de fusion sur 3°C).

Les résultats des simulations paramétriques sont présentés sous forme de gain (réduction des consommations) d'un système par rapport à un autre. L'apport de la ventilation dans

¹¹ Pour des épaisseurs de panneau d'inertie jusqu'à 1cm, les mouvements convectifs au sein de la phase liquide des MCP sont négligeables sur les évolutions des températures de surface (cf. Chapitre IV).

l'enveloppe est caractérisé par comparaison avec les résultats pour l'enveloppe non ventilée quelque soit le type de MCP. L'apport des MCP est caractérisé par comparaison au même système intégrant uniquement de la chaleur sensible (matériaux inertes).

Dans une première partie, seule la période hivernale est considérée. Les contributions de la ventilation dans l'enveloppe suivies de celles des MCP pour chacun des systèmes sont présentées. Les apports de chacun sur le confort thermique intérieur (uniquement basé ici sur les températures d'air intérieur et radiantes moyennes) sont ensuite analysés. Une deuxième partie traite de la période estivale où le nombre d'heure de surchauffe caractérise le système. Les apports sur le confort thermique, de la même manière que pour la période hivernale, sont également présentés.

III.2.1. Période hivernale

Les simulations en période hivernale sont effectuées sur 2160 heures (de Janvier à Mars). Les données climatiques sont tirées de Météonorme, pour les villes de Grenoble et Nice.

III.2.1.1. Apports de la ventilation

L'apport de la ventilation est présenté sous forme de pourcentage de réduction sur les consommations énergétiques. La référence, pour chaque cas, est le SENV dans les mêmes conditions. Les Tableau 23 à Tableau 26 présentent les consommations du système actif (contrôlé suivant la loi (70)) pour le SENV, sur les 2160 heures de la période hivernale et pour les villes de Grenoble et Nice respectivement.

Tableau 23 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Grenoble (en kWh)
(épaisseur des panneaux d'inertie : 1cm)

	Température de fusion (°C)										Ss mcp
	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
Taux de renouvellement d'air (Vol/h)	0	221,62	215,46	207,94	205,63	207,44	208,35	210,14	211,89	213,61	224,41
	0,1	254,19	251	242,58	240,19	241,36	241,87	243,61	245,34	247,09	256,39
	0,2	287,01	284,68	277,85	274,36	275,73	275,78	276,74	278,83	280,57	288,84
	0,3	319,99	317,5	312,36	309,17	310,03	310,6	312,3	312,3	313,95	321,54
	0,4	353,26	350,72	346,99	343,28	344,33	343,42	344,18	345,73	347,31	354,37
	0,5	386,51	384,03	381,43	377,55	378,25	377,23	377,61	379,11	380,63	387,24
	0,6	419,83	417,52	414,68	411,7	411,68	410,75	411,15	412,24	413,9	420,12
	0,7	453,05	451,47	449,04	445,75	445,47	444,24	444,57	445,55	447,1	452,93
	0,8	486,32	485,53	483,17	479,47	479,16	477,79	477,84	478,77	480,25	485,72
	0,9	519,41	518,39	515,49	513,35	512,71	511,12	511,14	511,87	513,33	518,53

Tableau 24 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Nice (en kWh)
(épaisseur des panneaux d'inertie : 1cm)

		Température de fusion (°C)									Ss mcp
		16	17	18	19	20	21	22	23	24	
Taux de renouvellement d'air (Vol/h)	0	92,88	88,02	67,65	51,71	51,79	55,01	59,52	62,49	64,87	98,03
	0,1	107,42	103,5	85,87	71,35	70,03	72,83	75,71	79,11	82,24	112,40
	0,2	122,61	119,47	105,93	90,37	88,37	90,67	92,92	97,36	100,68	127,28
	0,3	138,37	135,77	124,23	109,19	107,23	108,23	111,66	115,34	119,09	142,73
	0,4	154,79	153,15	144,12	126,37	125,42	126,31	129,54	132,99	137,52	158,74
	0,5	171,67	171	163,14	146,99	145,05	144,63	147,91	151,37	156	175,27
	0,6	188,86	188,76	182,19	166,44	164,56	162,56	165,76	169,84	174,54	192,11
	0,7	206,34	206,78	200,93	185,55	183,75	181,2	184,29	188,4	193,11	209,24
	0,8	224,11	224,79	220,02	207,66	203,09	200,25	202,18	206,89	211,65	226,66
	0,9	242,09	243,28	239,09	225,68	222,54	218,77	220,75	225,11	230,16	244,36

Tableau 25 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Grenoble (en kWh)
(taux de renouvellement d'air : 0,5 Vol/h)

		Température de fusion (°C)									Ss mcp
		16	17	18	19	20	21	22	23	24	
Epaisseur des panneaux d'inertie (cm)	1	386,51	384,03	381,43	377,55	378,25	377,23	377,61	379,11	380,63	387,24
	2	377,12	374,94	373,71	374,56	376	375,59	375,06	375,22	376,21	379,57
	3	371,91	369,79	370,89	373,38	374,53	373,57	372,29	372,65	372,81	374,72
	4	369,32	368,36	370,41	371,73	371,39	370,2	370,05	370,08	370,23	371,24
	5	367,13	366,96	368,89	370,19	369,26	368,86	367,57	367,47	367,96	368,67
	6	365,37	365,65	367,42	366,52	367,18	366,66	365,06	365,65	366,08	366,68
	7	363,8	363,65	365,33	364,93	365,61	363,64	363,46	364,04	364,47	365,04
	8	362,34	361,74	363,34	363,18	363,03	361,58	361,99	362,57	363,02	363,61
	9	361,06	359,32	362,21	361,62	360,32	360,23	360,62	361,2	361,68	362,3
	10	359,96	356,92	361,12	359,97	359,06	358,94	359,31	359,9	360,4	361,06

Tableau 26 : Consommations énergétiques du SENV pour la ville de Nice (en kWh)
(taux de renouvellement d'air : 0,5 Vol/h)

		Température de fusion (°C)									Ss mcp
		16	17	18	19	20	21	22	23	24	
Epaisseur des panneaux d'inertie (cm)	1	171,67	171	163,14	146,99	145,05	144,63	147,91	151,37	156	175,27
	2	154,21	149,14	142,04	137,7	136,76	139,67	143,41	145,98	147,91	157,36
	3	145,64	141,99	136,83	135,5	136,14	140,34	141,44	142,15	143,21	148,41
	4	140,64	138,62	136,4	134,3	136,76	138,71	137,88	138,6	139,6	142,85
	5	137,78	136,66	137,24	132,58	135,73	137,14	135,14	135,55	136,92	139,44
	6	136,13	135,47	137,67	132,14	133,82	133,06	131,73	133,53	135,26	137,39
	7	135,11	134,67	137,65	130,96	132,66	129,32	129,81	132,44	134,12	136,12
	8	134,38	134,07	138,12	131,4	131,23	126,19	128,81	131,53	133,25	135,26
	9	133,77	133,62	137,02	131,68	127,54	124,73	127,88	130,71	132,52	134,6
	10	133,19	132,97	137,27	132,42	124,61	123,81	126,99	129,92	131,83	134,02

Les valeurs présentées dans ces tableaux sont les références pour le calcul des gains du système SEV.

Les Figure 122 à Figure 125 présentent, pour les deux climats les gains sur les consommations d'énergie liée au chauffage. Les trois SEV sont considérés (avec les régimes de 1m/s, 0.5m/s et 0 m/s). Les résultats sont présentés suivant le taux de renouvellement d'air, pour une épaisseur fixe des panneaux d'inertie, puis suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour un taux de renouvellement d'air fixe. Dans chaque cas, 9 températures de fusion pour les MCP sont considérées, ainsi que le cas sans MCP. Les résultats, pour des épaisseurs

supérieures au centimètre, sont plus qualitatifs que quantitatifs, du fait des hypothèses spécifiées sur le type de MCP ou son conditionnement.

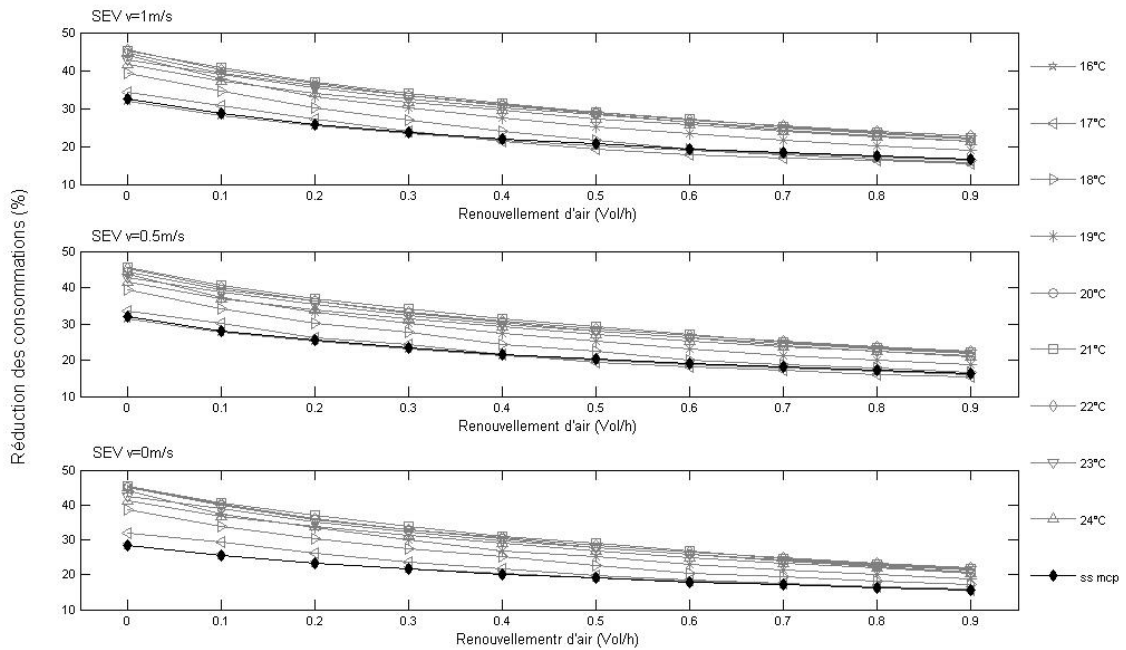


Figure 122 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Grenoble, ep. cste : 1cm, réf : Tableau 23)

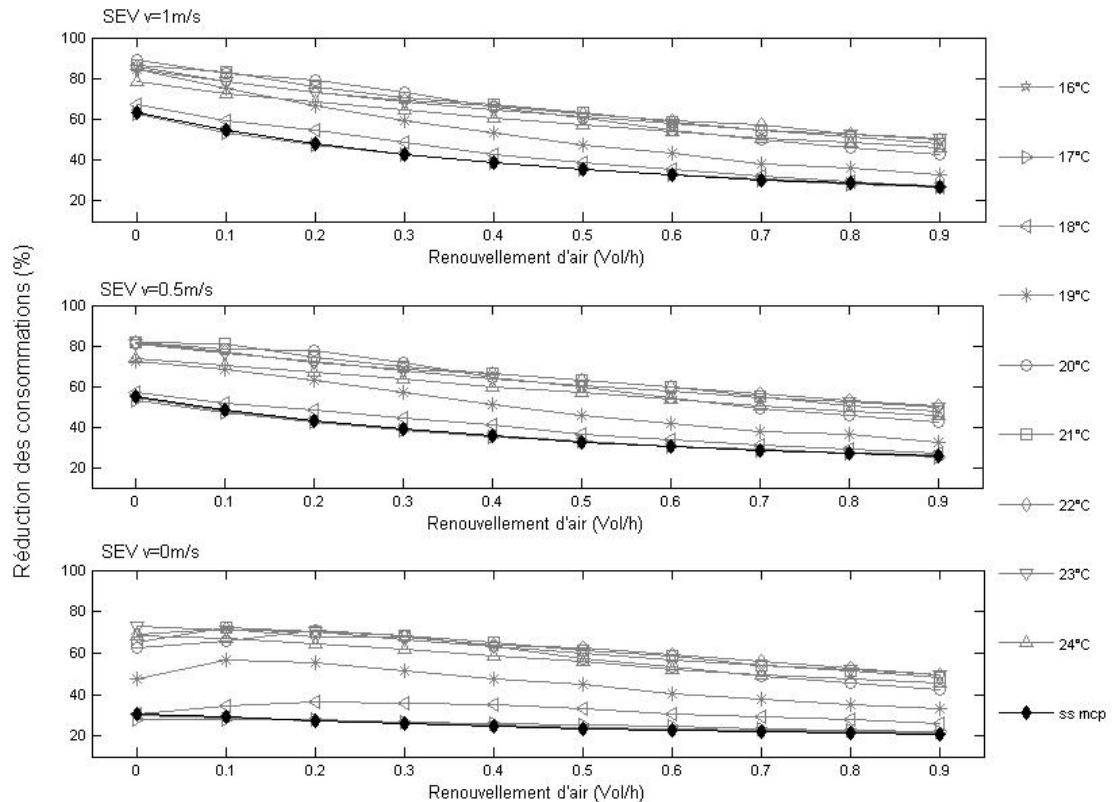


Figure 123 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Nice, ep. cste : 1cm, réf : Tableau 24)

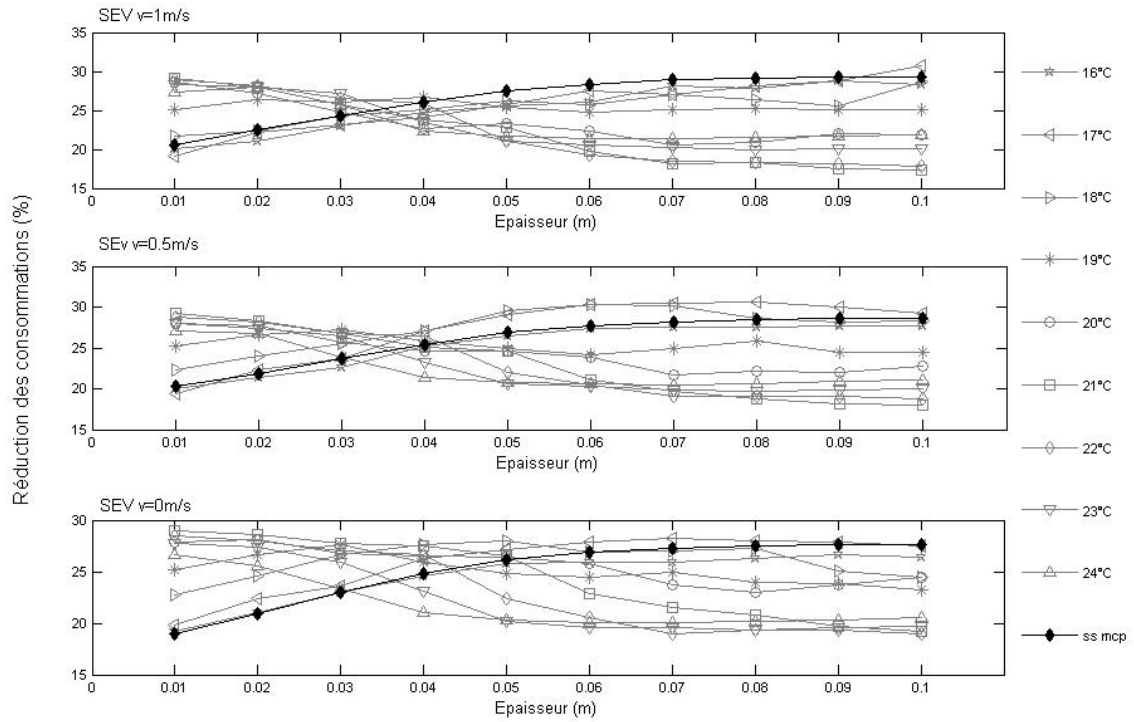


Figure 124 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Grenoble, tx d'air : 0,5Vol/h, réf : Tableau 25)

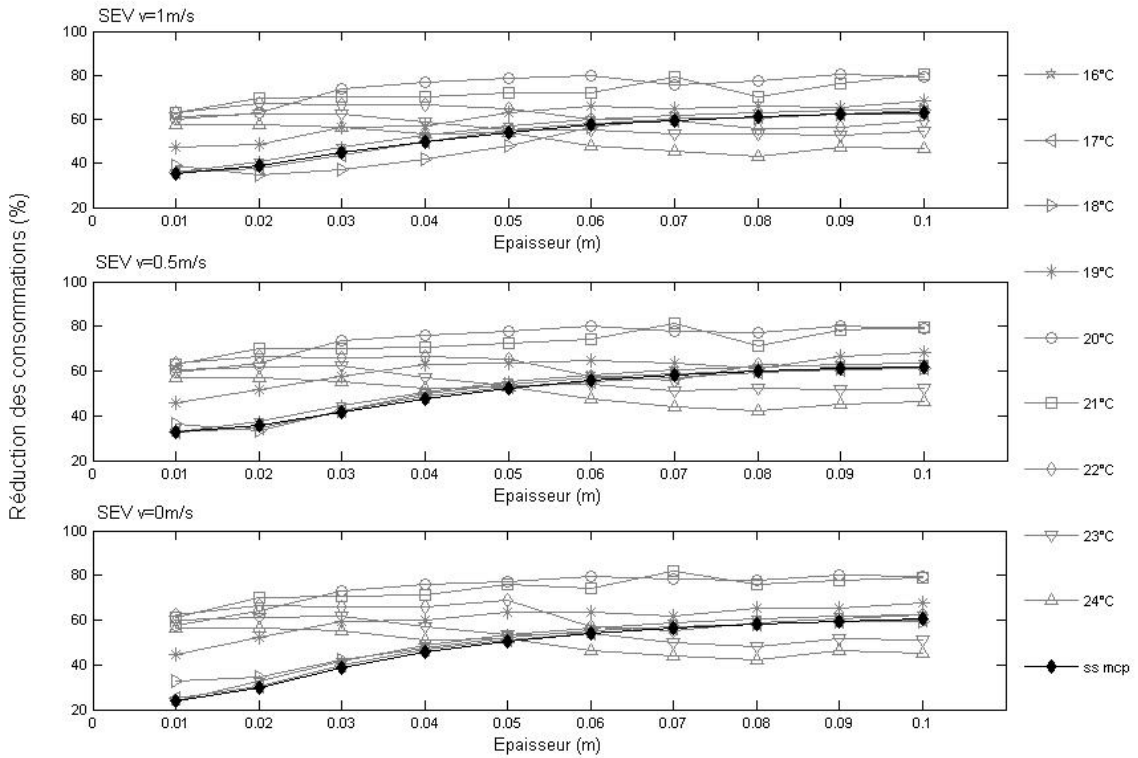


Figure 125 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Nice, tx d'air : 0,5Vol/h, réf : Tableau 26)

Outre la décroissance logique des gains avec le taux de renouvellement d'air, les Figure 122 et Figure 123 montrent un apport important du SEV pour tous les types de MCP ainsi que pour le cas sans MCP. On notera également un gain nettement supérieur pour le climat de Nice dû aux apports solaires plus importants par rapport à Grenoble. Sur la période de la simulation (Janvier à mars), les énergies solaires cumulées, disponibles sur une surface verticale orientée Sud, sont respectivement de 303,57 kWh/m² et 214,88 kWh/m² pour Nice et Grenoble. Toutefois, au regard des valeurs absolues (cf. Tableau 23 à Tableau 26), les gains amenés en kWh sont similaire pour les deux climats. Une autre remarque ressort des figures : La convection forcée, sur ces climats n'apportent pas de gains significatifs par rapport à la convection naturelle. De plus en ajoutant les consommations des ventilateurs, les gains sont réduits de près de 10% pour les deux régimes de convection forcée quelques soient les taux de renouvellement d'air (cf. Annexe V.4). L'introduction des MCP devient même défavorable pour certaines températures de fusion (les plus basses).

L'analyse des consommations suivant les épaisseurs des panneaux d'inertie (Figure 124 et Figure 125) montre un couplage fort existant entre épaisseur et température de fusion. En effet, à partir d'une certaine épaisseur, les quantités d'énergie récupérées par les capteurs solaires peuvent ne plus être suffisantes pour utiliser pleinement la chaleur latente disponible. Ce phénomène est d'autant plus marqué que les températures de fusion sont élevées. L'intégration de MCP, par rapport au cas sans MCP, devient même défavorable sous le climat de Grenoble pour des épaisseurs supérieures à 4 cm. Cette tendance est toutefois moins marquée sous le climat de Nice, due aux quantités d'énergie transportées plus importantes dans le SEV. Les gains potentiels en incluant les consommations des ventilateurs sont reportés en Annexe V.4.. L'augmentation des épaisseurs, pour le cas sans MCP, est toujours favorable à la réduction des consommations énergétiques. Les gains potentiels de SEV par rapport au SENV augmentent avec l'épaisseur.

III.2.1.2. Apports des MCP

L'apport de l'introduction des MCP est étudié dans ce paragraphe. Les résultats se présentent sous forme de pourcentage de réduction des consommations par rapport au même système d'enveloppe sans MCP.

Pour le SENV, les courbes sont tirées des Tableau 23 à Tableau 26 présentés précédemment. Les Tableau 27 à Tableau 30 présentent les consommations énergétiques de SEV sans MCP. Les consommations des ventilateurs ne sont pas considérées. Les valeurs sont prises comme référence pour définir les apports des MCP dans ce système.

Tableau 27 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Grenoble (épaisseur des panneaux d'inertie : 1cm)

	Taux de renouvellement d'air (Vol/h)									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
SEV v=1m/s	151,29	182,98	214,2	245,2	276,37	307,49	338,59	369,85	400,97	432,44
SEV v=0,5m/s	152,79	184,32	215,48	246,53	277,64	308,74	340,03	371,31	402,57	433,84
SEV v=0m/s	160,55	191,22	221,6	252,1	282,81	313,69	344,68	375,74	406,77	437,89

Tableau 28 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Grenoble (taux de renouvellement d'air : 0,5 Vol/h)

	Epaisseur des panneaux d'inertie (cm)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
SEV v=1m/s	307,49	294,4	283,58	274,71	267,19	262,64	259,58	257,62	256,37	255,45
SEV v=0,5m/s	308,74	296,8	286,16	277,02	269,62	265,05	262,02	259,99	258,73	257,78
SEV v=0m/s	313,69	300,18	288,54	279,07	272,4	268,24	265,42	263,55	262,24	261,25

Tableau 29 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Nice (épaisseur des panneaux d'inertie : 1cm)

	Taux de renouvellement d'air (Vol/h)									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
SEV v=1m/s	36,17	51,11	66,13	81,56	97,35	113,3	129,43	145,63	161,8	178,22
SEV v=0,5m/s	44,86	58,22	72,51	87,38	102,57	118,1	133,77	149,65	165,57	181,65
SEV v=0m/s	67,99	79,63	92,12	105,56	119,45	133,81	148,43	163,29	178,34	193,55

Tableau 30 : Consommations énergétiques de SEV (en kWh) sans MCP pour la ville de Nice (taux de renouvellement d'air : 0,5 Vol/h)

	Epaisseur des panneaux d'inertie (cm)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
SEV v=1m/s	113,3	95,75	81,66	71,44	63,8	58,37	55,01	52,67	50,95	49,75
SEV v=0,5m/s	118,1	101,39	86,45	74,9	66,57	60,46	56,86	54,32	52,48	51,15
SEV v=0m/s	133,81	110,44	91,18	77,8	68,83	62,8	59,04	56,35	54,38	52,9

Les résultats sur les SENV et SEV pour les trois régimes de convection sont présentés dans les Figure 126 à Figure 129, suivant le taux de renouvellement d'air puis suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie

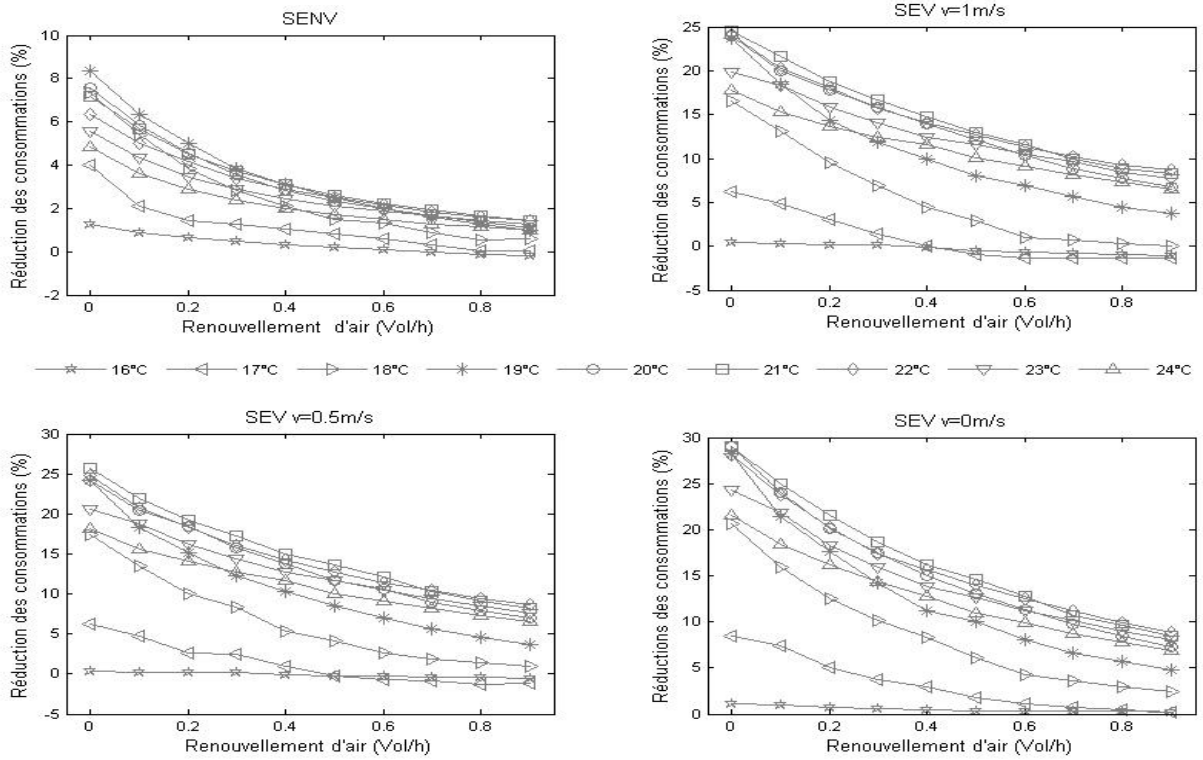


Figure 126 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, ep : 1cm, réf : Tableau 23 et Tableau 27)

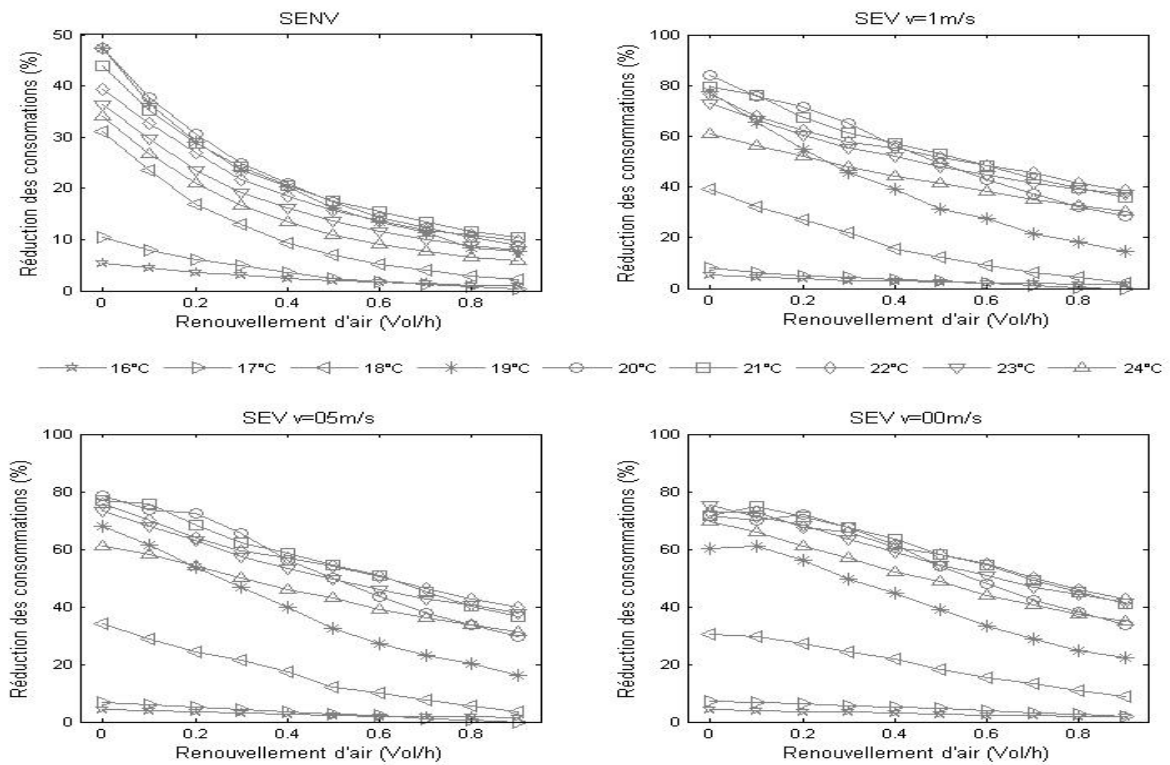


Figure 127 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant le taux de renouvellement d'air pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Nice, ep : 1cm, réf : Tableau 24 et Tableau 29)

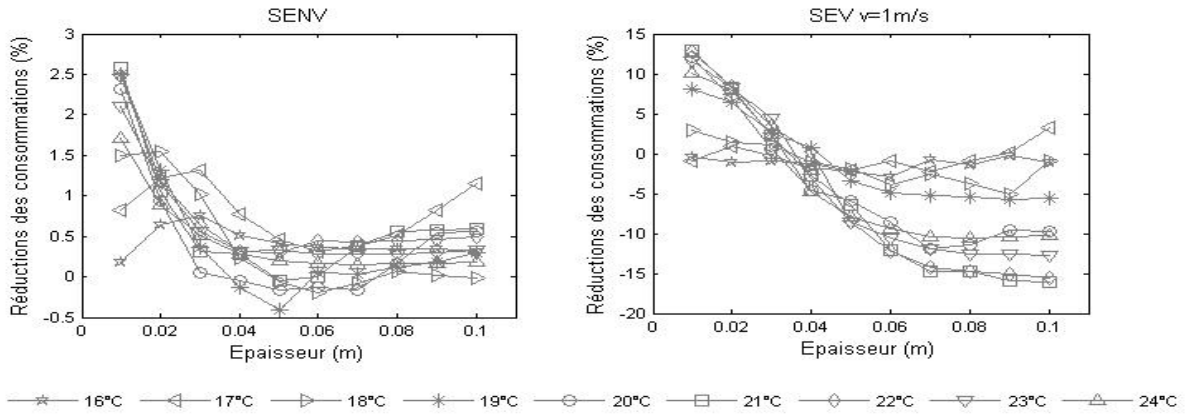


Figure 128 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, ep : 1cm, réf : Tableau 25 et Tableau 28)

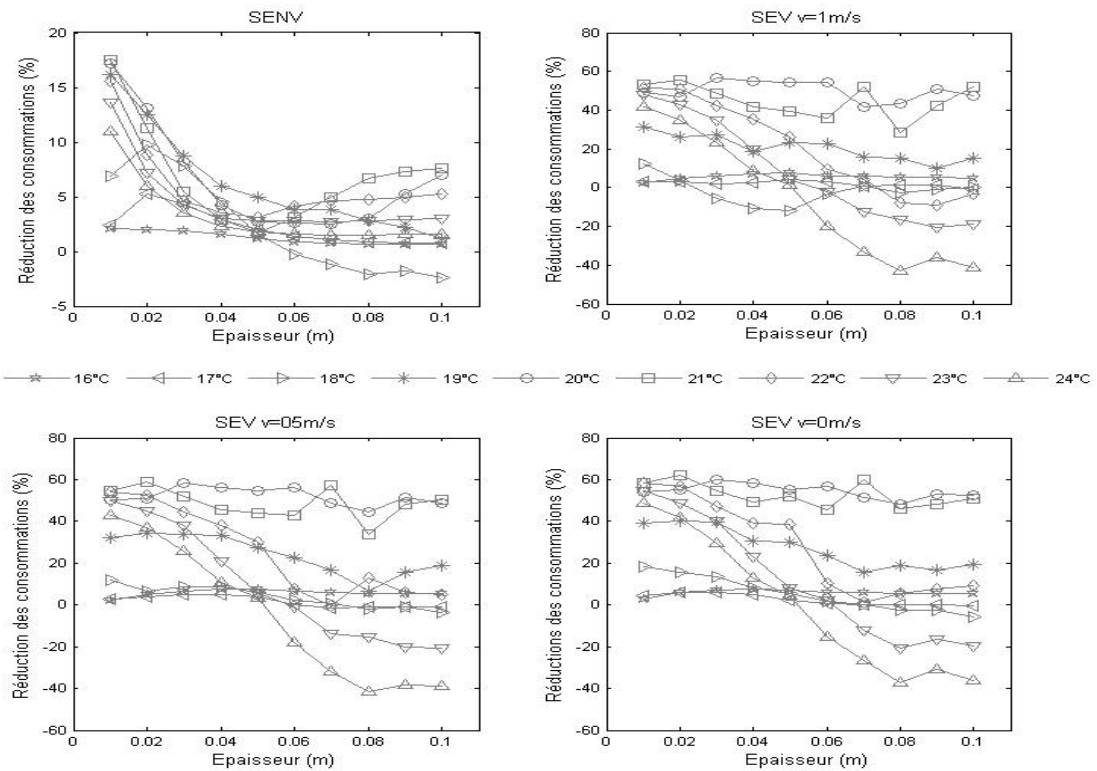


Figure 129 : Apports des MCP sur les besoins énergétiques suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le SENV et le SEV sous trois régimes de convection (Nice, ep : 1cm, réf : Tableau 26 et Tableau 30)

Les Figure 126 et Figure 127 montrent que pour les deux climats, l'introduction des MCP dans les SEV est plus intéressante que pour le SENV. Cette observation est valable également au regard des valeurs absolues sur les réductions (en kWh). Les types de MCP (température de fusion) influent également sur les gains identifiés, avec même une introduction très légèrement défavorable pour le climat de Grenoble, sur les températures de fusion les plus basses. Une différence est toutefois à noter entre les deux climats : pour tous les systèmes, l'introduction des MCP semble plus efficace pour le climat de Nice que pour celui de Grenoble. Il faut toutefois considérer les valeurs absolues des réductions (en kWh). L'écart entre les deux climats est alors nettement réduit et l'introduction des MCP réduit les consommations dans les mêmes ordres de grandeur pour les deux climats (en kWh).

Les apports des MCP suivant les épaisseurs des panneaux d'inertie (Figure 128 et Figure 129) sont moins favorables avec l'épaisseur et même largement défavorable pour des épaisseurs supérieures à 4cm (ceci a déjà pu être observé dans le paragraphe sur les apports de la ventilation, cf. Figure 124 et Figure 125). Les gains potentiels sous un climat de Nice, pour les températures de fusion les plus favorables (20 et 21°C, cf. Figure 129), sont indépendants des épaisseurs des panneaux d'inertie. Au regard des valeurs absolues des consommations énergétiques, il est intéressant d'observer quelles sont, à consommations équivalentes, les épaisseurs correspondantes, avec et sans MCP. Ainsi, pour la ville de Grenoble, il est préférable de disposer de panneaux d'inertie d'une épaisseur de 1cm avec MCP (avec une température de fusion de 21°C) que jusqu'à 5cm sans MCP. Pour la ville de Nice, l'écart est encore plus important puisque l'équivalent sans MCP est de 8cm d'épaisseur (toujours pour une température de fusion de 21°C).

III.2.1.3. Confort thermique intérieur

Le confort thermique intérieur est ici réduit à la température résultante sèche ainsi qu'à la température radiante moyenne. Ainsi, le confort thermique est qualifié par trois distributions : les asymétries sur les températures de surface¹² ; les écarts entre la température d'air intérieur et la température radiante moyenne ; la température résultante sèche.

Ces trois variables sont qualifiées dans la suite suivant les taux de renouvellement d'air, puis suivant les épaisseurs des panneaux d'inertie. Seules les températures de fusion minimisant les consommations énergétiques, respectivement pour chaque taux de renouvellement d'air et pour chaque épaisseur, sont traitées. De plus, les résultats étant très proches pour tous les SEV, un seul régime de convection est présenté avec le SENV. Les cas n'intégrant pas de MCP sont systématiquement traités.

Pour toutes les figures présentées dans cette partie, les distributions sont qualifiées suivant leurs moyennes et écarts types. Même si les distributions ne sont pas strictement gaussiennes, cela permet une première approche de qualification. Dans chaque figure, le sens des flèches indique les valeurs croissantes du taux de renouvellement d'air ou des épaisseurs des panneaux d'inertie.

Seuls les résultats suivant le taux de renouvellement d'air sont présentés dans la suite. A partir des résultats suivant les l'épaisseur des panneaux de d'inertie, les mêmes conclusions

¹² Les asymétries sur les températures de surface sont définies à chaque pas de temps comme étant l'écart maximal entre deux surfaces. Les surfaces en question ne sont pas forcément les mêmes à chaque pas de temps. Cette variable représente la distribution des asymétries sur la période simulée et renseigne sur le caractère homogène des températures de surface.

(comparaison d'un système par rapport à un autre) peuvent être tirées. Ces derniers sont reportés en Annexe V.5..

Les Figure 130 à Figure 135 présentent les résultats pour les deux climats des distributions qualifiant le confort thermique.

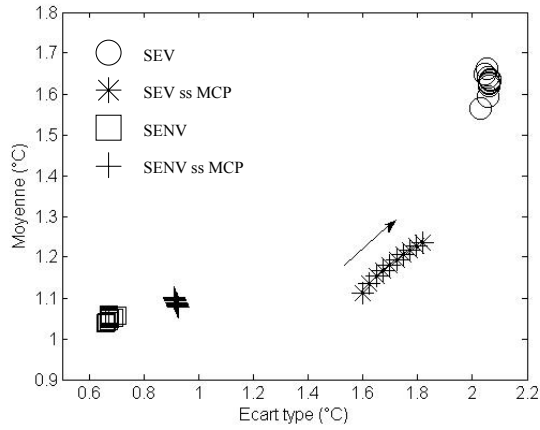


Figure 130 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

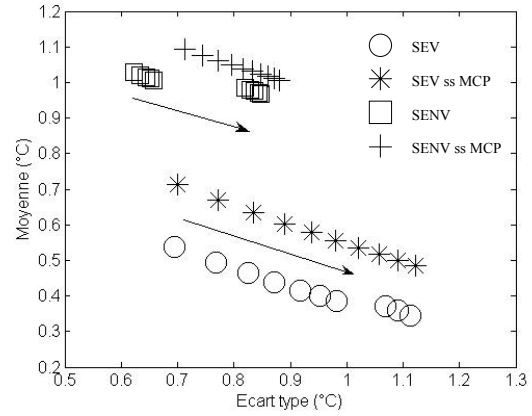


Figure 131 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

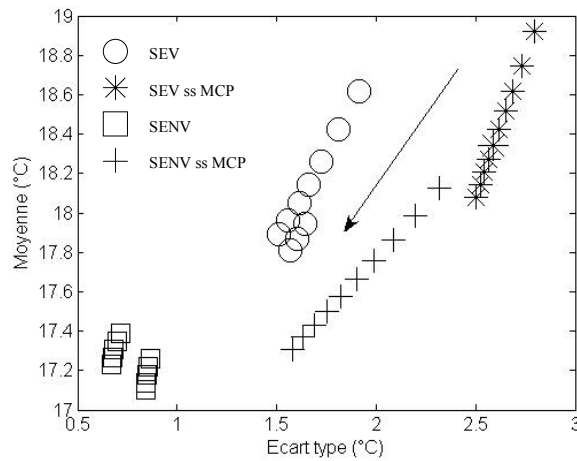


Figure 132 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

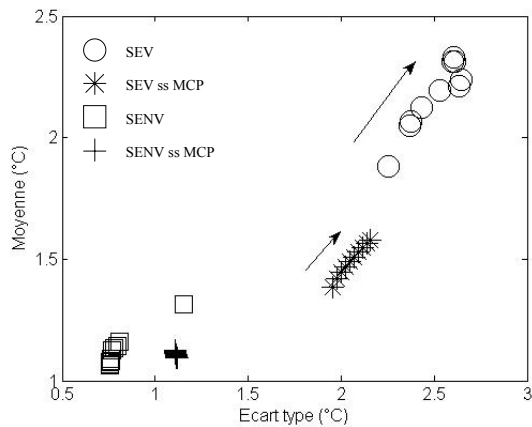


Figure 133 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)

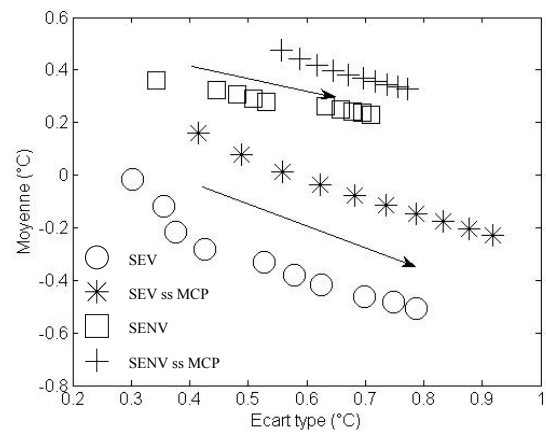


Figure 134 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)

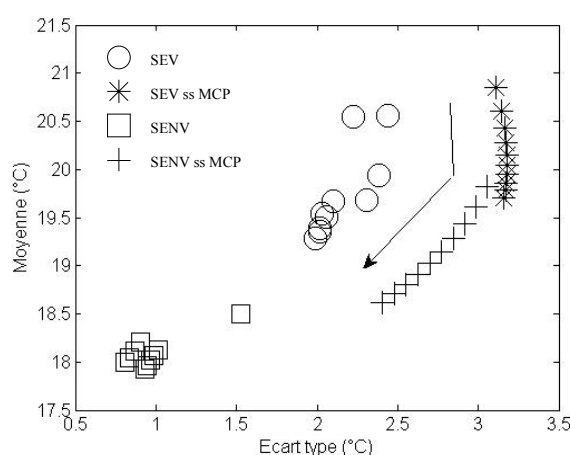


Figure 135 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)

Pour les deux climats, les mêmes remarques peuvent être formulées. Le SEV présente des asymétries sur la température radiante plus importantes que pour le SENV (cf. Figure 130 et Figure 133). Ces écarts viennent du fait que la surface intérieure Sud n'est que peu influencée par les énergies transportées dans les cavités, alors que celle en toiture est directement en contact avec les températures d'air les plus chaudes. De plus, le panneau intérieur de toiture ne dispose d'aucune inertie ni isolation (équivalent à 6mm d'OSB). La présence des MCP dans le SEV a même tendance à augmenter les moyennes des asymétries sur ces périodes. En revanche, les écarts entre les températures radiantes et d'air intérieur (cf. Figure 131 et Figure 134) sont réduits par rapport au SENV, notamment pour le climat de Grenoble. Les valeurs négatives pour le climat de Nice montrent que la température radiante moyenne est plus chaude que celle du volume intérieur sur la période. Les Figure 132 et Figure 135 montrent des températures résultantes sèches plus hautes en moyenne pour le SEV que pour le SENV. Des écarts types plus importants sont également observés. Ceci s'explique par le principe même du SEV. Les énergies captées sont mieux utilisées et influent directement les températures radiantes et intérieures.

L'introduction des MCP semble favorable au confort thermique intérieur. On observe une réduction des écarts types et moyennes de $T_{int} - T_{rad}$ ainsi qu'une réduction des écarts types sur la température résultante sèche. Toutefois, au regard des asymétries des températures de surface, l'introduction des MCP est défavorable. Une tendance inverse serait certainement observée en introduisant des MCP sur toutes les parois intérieures. Cependant, les écarts restent très faibles sur les périodes simulées.

III.2.1.4. Conclusion

Les conclusions sur les comparaisons des systèmes en période hivernale sont divisées en deux parties. Une première traite des apports de la ventilation et des MCP sur les consommations énergétiques. Une deuxième concerne les variables présentées caractérisant le confort thermique intérieur.

Sur les apports énergétiques

La ventilation de l'enveloppe, avec les capteurs solaires en façade Sud, permet des gains très significatifs par rapport à une enveloppe non ventilée. Les gains potentiels (en %) sont également nettement plus importants pour un climat caractéristique de la ville de Nice que

pour celui de Grenoble, et ce, quelque soit le taux de renouvellement d'air. L'introduction de MCP dans les panneaux d'inertie permet des réductions également plus importantes sur le SEV que le SENV. Le couplage des MCP avec une enveloppe ventilée est jugé très favorable. Les MCP sont utilisés plus efficacement avec la ventilation qu'en intégration passive (intégration à l'enveloppe avec isolant). Les régimes de convection forcée donnent des résultats quasi-identiques au régime de convection naturelle sur les deux climats. Toutefois, les régimes de convection naturelle et forcée à 0.5m/s sont relativement proches. Des vitesses jusqu'à 0.3m/s ont été mesurées sur la cellule expérimentale (méthode de calcul identique utilisée ici). La mise en place de clapet anti-retour (pour la circulation inverse) augmenterait les pertes de charges et donc diminuerait les vitesses d'air en convection naturelle.

Des visualisations proposées, il ressort un couplage fort entre les épaisseurs et les températures de fusion. Ce couplage fort est particulièrement visible sur le climat de Grenoble et moins marqué pour Nice. En effet, les quantités d'énergie captées conditionnent largement l'utilisation des MCP et donc les températures et épaisseurs optimums (pour maximiser les gains sur un stockage par chaleur sensible). A consommations équivalentes, une épaisseur de 1 cm de MCP correspond à des épaisseurs de 5 cm et 8 cm pour les villes de Grenoble et Nice respectivement. Sans MCP, une augmentation des épaisseurs est dans tous les cas favorable à la réduction des consommations énergétiques (cf. les tableaux de consommations).

Une représentation du type de MCP optimum suivant le taux de renouvellement d'air et suivant les épaisseurs est proposée en Annexe V.6.. On observe une augmentation de la température de fusion optimum avec le renouvellement d'air ainsi qu'une diminution de la température de fusion avec l'épaisseur (pour la ville de Grenoble).

Sur le confort intérieur

En réduisant le confort thermique à trois variables : asymétrie des températures de surface, écarts entre température d'air intérieur et température radiante moyenne et température résultante sèche, trois observations peuvent être faites sur le SEV par rapport au SENV : Augmentation des températures résultantes sèches moyennes sur la période ; Diminution des écarts entre les températures d'air intérieur et températures radiantes ; Asymétries plus importantes. Les asymétries sur la surface sont très fortement liées aux matériaux des parois. Il faut noter que sur le SEV, le panneau de toiture est composé d'un simple panneau d'OSB (identique à la cellule expérimentale). De ce fait, les fortes températures d'air en sortie de capteur solaire impactent directement la surface du plafond.

III.2.2. Période estivale

Les mêmes simulations paramétriques ont été effectuées sous un climat représentatif des périodes estivales des villes de Grenoble et Nice. Une période 1700 heures a été choisie, intégrant les températures les plus chaudes de l'année (Juin à Aout). Dans une première partie, les systèmes sont comparés en terme de nombre d'heure de surchauffe, c'est-à-dire le nombre d'heure cumulées pour lesquelles la température d'air intérieur est supérieure à 26°C. Aucun des systèmes n'est équipé d'éléments actifs (climatisation). Enfin, la même approche que précédemment est choisie pour qualifier les apports en terme de confort thermique.

III.2.2.1. Temps de surchauffe

Les figures suivantes présentent les résultats obtenus en fonction du taux de renouvellement d'air puis en fonction des épaisseurs des panneaux d'inertie.

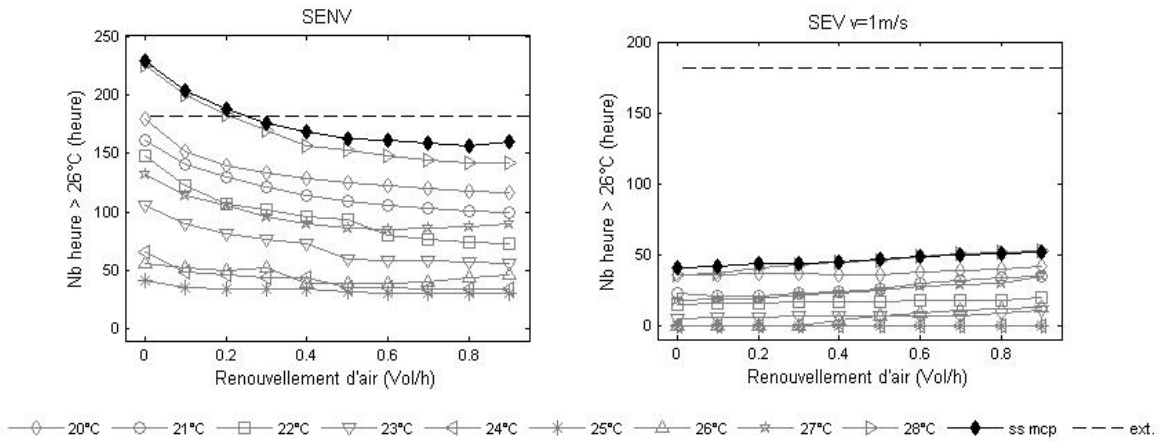


Figure 136 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, ép.: 1cm)

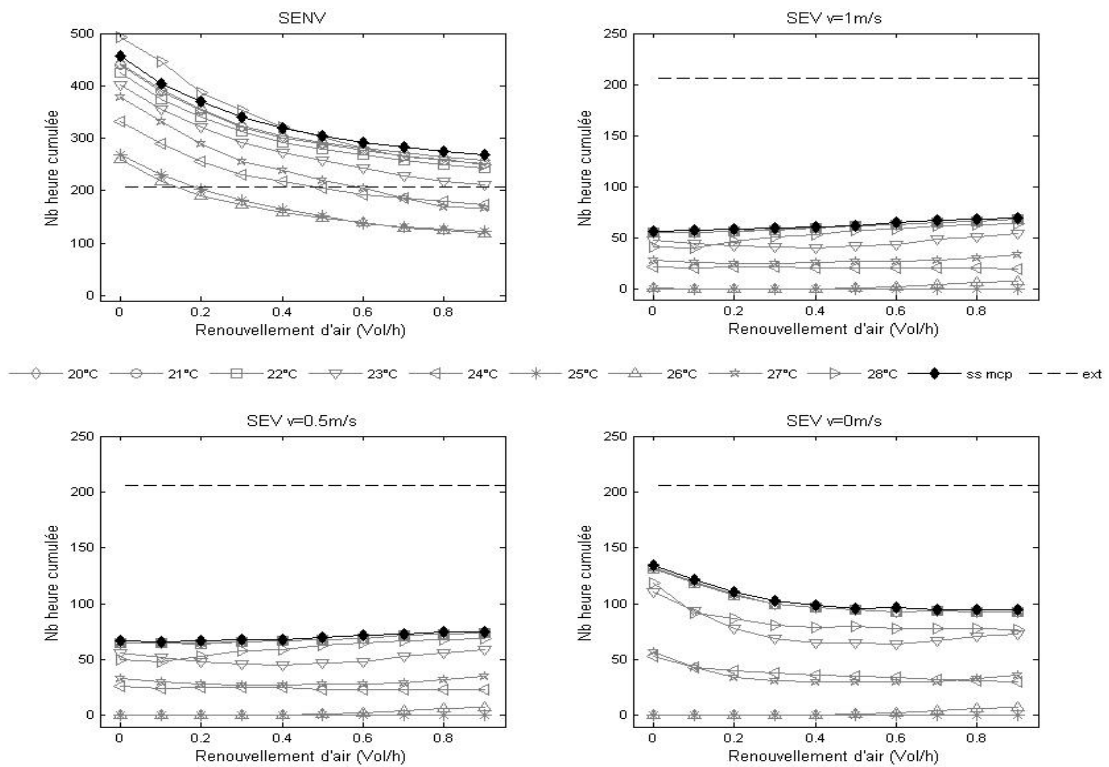


Figure 137 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Nice, ép.: 1cm)

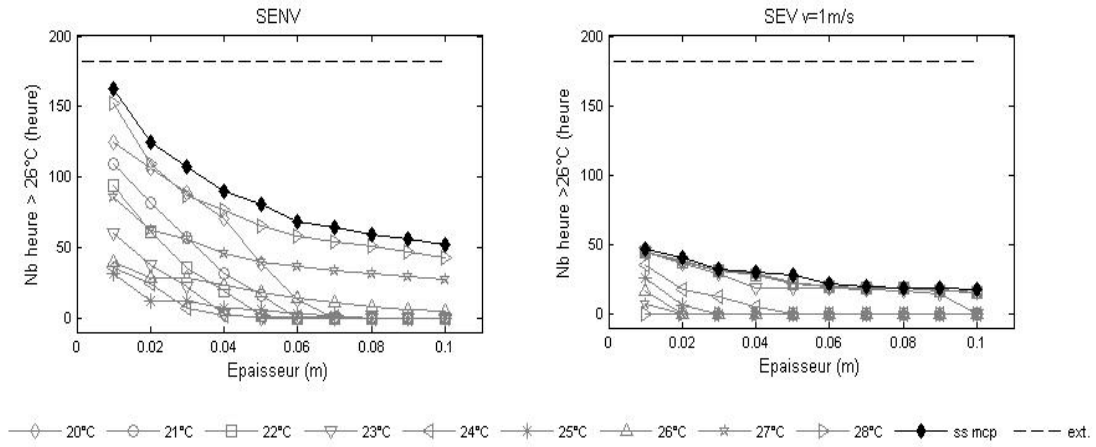


Figure 138 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Grenoble, tx. d'air: 0,5 Vol/h)

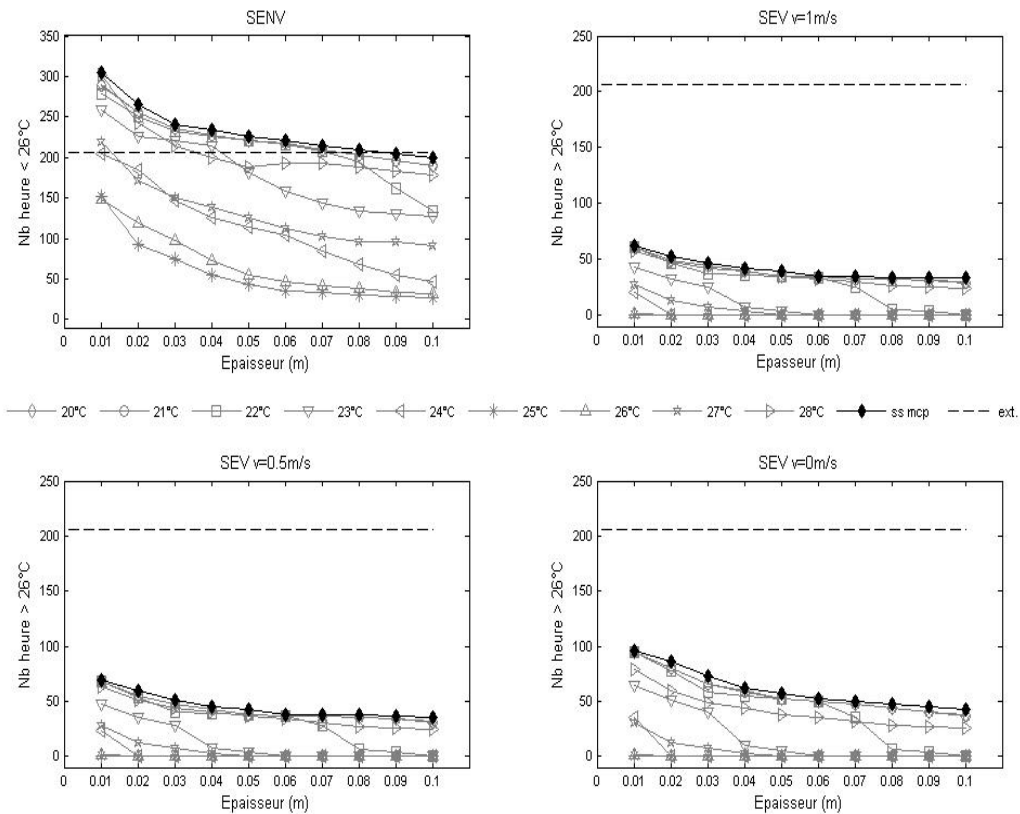


Figure 139 : Nombre d'heure de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les SENV et SEV sous trois régimes de convection (Nice, tx. d'air: 0,5 Vol/h)

Les Figure 136 et Figure 137 montrent un apport significatif des SEV par rapport au SENV. La convection forcée permet de mieux évacuer les quantités de chaleur stockées dans les panneaux d'inertie pour les deux climats considérés. On observe même une augmentation des heures de surchauffe avec le renouvellement d'air pour les deux régimes de convection forcée.

Les deux figures présentent un apport des MCP très significatifs pour le SENV. L'apport est également important pour le SEV puisque pour certaines températures de fusion (de 25 à 27°C pour Grenoble et 26 et 27°C pour Nice), aucune surchauffe n'est enregistrée.

L'augmentation des épaisseurs des panneaux d'inertie (Figure 138 et Figure 139) va dans le sens d'une diminution des heures de surchauffe sur tous les systèmes. Des baisses plus marquées pour certains types de MCP s'observent pour certaines épaisseurs, illustrant les épaisseurs à partir desquelles les matériaux sont plus efficaces.

De la même manière que précédemment une représentation des MCP les plus favorables à la diminution des heures de surchauffe est proposée en Annexe V.6..

III.2.2.2. Confort thermique

Les caractéristiques utilisées pour qualifier les apports sur le confort thermique sont identiques à celles utilisées pour la période hivernale. Les Figure 140 à Figure 145 présentent, pour des taux de renouvellement d'air de 0 à 0.9Vol/h, les différentes distributions sous les deux climats. Les tendances étant très voisines pour tous les SEV, seul un régime de convection forcée est présenté (avec $v=1\text{m/s}$). De plus, plusieurs températures de fusion annulant les heures de surchauffe (cf. Figure 136 et Figure 137), seule l'une d'entre elle est choisie dans la suite pour chaque taux de renouvellement d'air (les différences entre les types de MCP ne sont pas non plus significatives). Les résultats suivant les épaisseurs des panneaux d'inertie sont reportés en Annexe V.5.

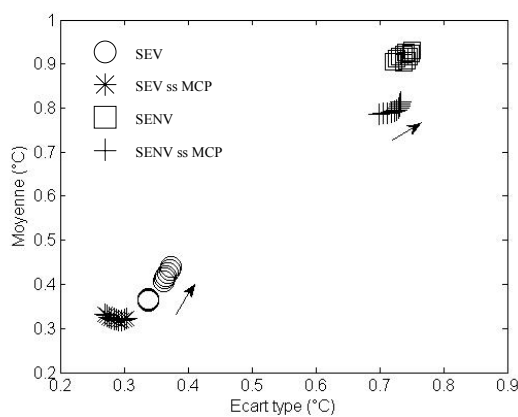


Figure 140 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

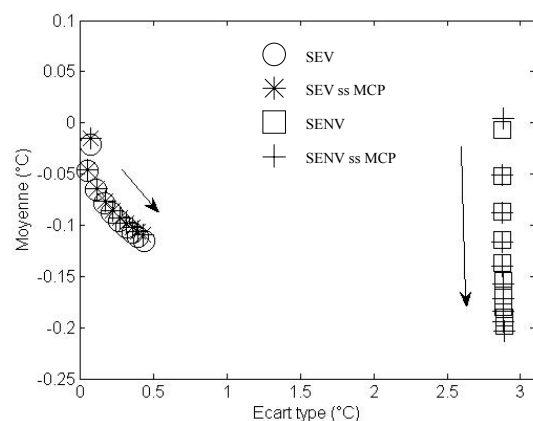


Figure 141 : Caractéristiques de $T_{\text{int}} - T_{\text{rad}}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

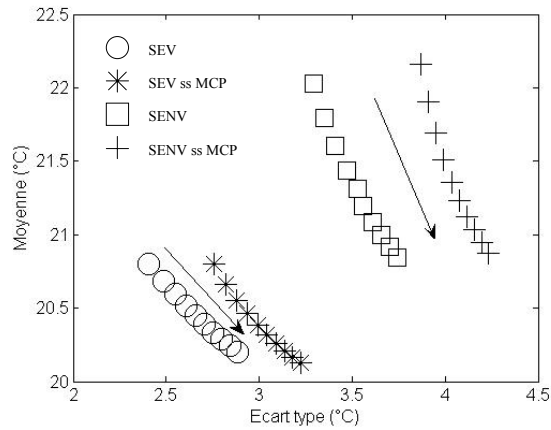


Figure 142 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

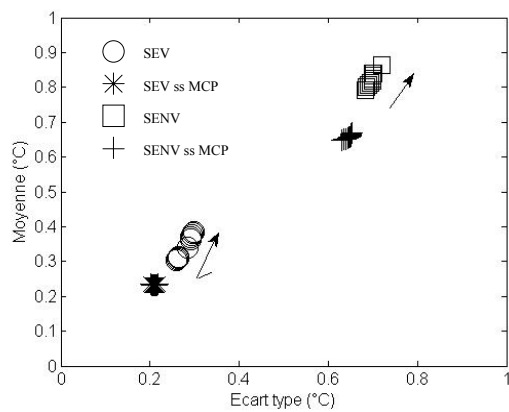


Figure 143 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)

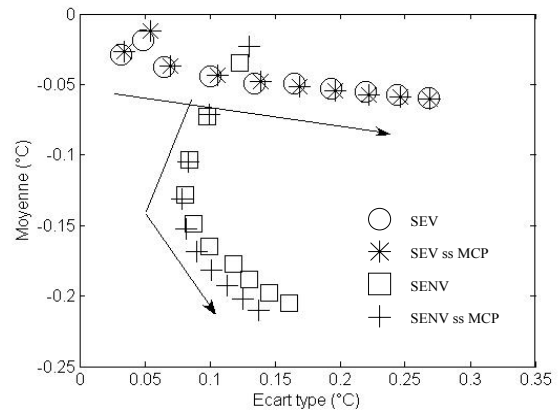


Figure 144 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)

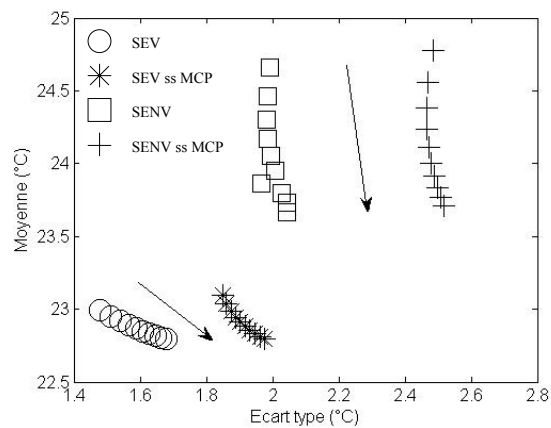


Figure 145 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1 cm)

Sur la période estivale, les asymétries de température de surface (Figure 140 et Figure 143) présentent une plus grande homogénéité ainsi que des valeurs plus basses en moyenne pour le SEV que pour le SENV. Les écarts entre les températures radiantes et d'air intérieur (Figure 141 et Figure 144) restent dans des moyennes très faibles pour les deux climats. Sur le climat de Grenoble, un écart type plus important se distingue sur le SENV que sur le SEV. Les observations possibles sur les températures résultantes sèches, vont dans le même sens que celles faites pour la période hivernale : Le SEV est favorable à une température résultante sèche plus homogène et moins haute en moyenne que le SENV.

III.2.2.3. Conclusion

La confrontation des deux systèmes d'enveloppe en période estivale et sous deux climats différents montre un apport très intéressant du SEV puisque le nombre d'heure de surchauffe est très réduit comparativement au SENV, pour les deux climats. L'apport des MCP semble plus important sur le SENV que pour le SEV. Toutefois, il est difficile des comparer les contributions des MCP sur chacun des systèmes. En effet, lorsqu'aucune surchauffe n'est observée, les gains sont alors de 100% quelque soit la référence. Pour des épaisseurs de 4cm et plus, l'introduction des MCP permet d'annuler les heures de surchauffe sur le SENV pour le climat de Grenoble.

III.3. Conclusion

Afin d'évaluer l'intérêt du système d'enveloppe ventilée proposé dans ces travaux, des comparaisons ont été faites avec une enveloppe non ventilée. Les deux systèmes (SEV et SENV) ont fait l'objet de simulations paramétriques pour trois mois de la période hivernale (Janvier à Mars) et un peu plus de deux mois de la période estivale (Juin et Aout). Les besoins énergétiques ont été comparés pour la période hivernale. Le nombre d'heure de surchauffe a été l'indicateur en période estivale.

Pour le SEV, trois régimes de convection ont été considérés : deux régimes de convection forcée (1 et 0.5m/s) et un régime de convection naturelle.

Les apports de la ventilation et des MCP dans les enveloppes ont été évalués pour les périodes hivernale et estivale. Les simulations paramétriques consistaient en une variation de taux de renouvellement d'air pour 9 types de MCP (différenciés uniquement sur les températures de fusion) puis en une variation de l'épaisseur des panneaux d'inertie, également pour 9 types de MCP.

A l'issu des simulations, les conclusions suivantes peuvent être formulées concernant l'apport de la ventilation dans l'enveloppe puis celui des MCP.

Apports de la ventilation

L'introduction de cavités ventilées tout autour de l'enveloppe est jugée très favorable tant en période hivernale que période estivale pour les deux climats considérés. Pour des panneaux d'inertie à chaleur sensible, les consommations sont réduites de près de 30 et 50% pour les climats de Grenoble et Nice respectivement sans renouvellement d'air et de 15 et 30% avec 0.9vol/h de renouvellement d'air. A type de MCP identique, des réductions encore plus

importantes sont observées puisque 50 à 90% de réduction sont observées sans renouvellement d'air et 35 à 50% avec 0.9Vol/h de renouvellement d'air, pour les deux climats respectivement. Au regard des valeurs absolues sur les réductions (en kWh), l'apport de la ventilation est similaire pour les deux climats.

Un couplage fort est identifié entre les températures de fusion et les épaisseurs des panneaux d'inertie. L'intégration de MCP dans l'enveloppe doit se faire en considérant le couple : Température de fusion / épaisseur.

En période estivale et à type de MCP identique, le nombre d'heure de surchauffe est nettement réduit, voir annulé pour certain type de MCP, pour les deux climats.

Apports des MCP

L'apport des MCP est évalué par comparaison sur un même système sur l'intégration ou non de MCP. Le SEV se distingue également nettement par rapport au SENV puisque des réductions de 25 à 10% pour le SEV contre 8 à 2% pour le SENV sont observées suivant le taux de renouvellement d'air. En considérant les valeurs absolues sur les réductions (en kWh), les écarts restent importants.

Le couplage entre épaisseur et type de MCP montre également des intégrations fortement défavorables en augmentant les épaisseurs. Pour les deux systèmes, il paraît plus intéressant de travailler à de faibles épaisseurs de MCP. Ainsi, 1 cm de MCP donne des consommations énergétiques équivalentes à 5 cm d'épaisseur sans MCP pour Grenoble et 8 cm pour Nice.

Sur la période estivale, l'introduction des MCP dans le SENV présente une réduction très importante des heures de surchauffe. Cette réduction est moins visible sur les SEV du fait du nombre réduit dès le départ des heures de surchauffe. Certains types de MCP annulent également complètement les surchauffes sur les climats considérés.

A partir des simulations présentées, deux types d'utilisation des MCP peuvent être étudiés. La première consiste en une utilisation de deux types de MCP, chacun limitant les évolutions de la température intérieure aux frontières d'une zone de confort (à l'image des cartes de contrôle sur les chaînes de fabrication d'une usine). Les deux types de MCP sont définis pour un confort annuel, l'un pour l'été et l'autre pour l'hiver. La température intérieure oscille entre ces deux limites et ne franchit un seuil que très difficilement (très fort refroidissement ou très forte chaleur). Une deuxième utilisation consiste en l'utilisation d'un MCP dans la plage de confort. Une plage de transition relativement étalée permet de donner une forte inertie à l'enveloppe toute l'année. L'Annexe V.6. présente les températures de fusion qui minimise les consommations pour chaque cas. Ainsi, pour une épaisseur de 1cm, on distingue une utilisation de première espèce (carte de contrôle) pour le SENV avec des températures de fusion de 20 et 26°C respectivement pour l'hiver et l'été (valable pour les deux climats). Le SEV, en revanche paraît plus favorable à une utilisation de deuxième espèce (inertie dans la zone de confort). Deux températures de fusion optimale se distinguent certes mais sont plus rapprochées que pour le SENV. Une température de fusion de 21°C pour l'hiver et de 24°C, pour le climat de Grenoble, ou de 25°C pour le climat de Nice.

La configuration de convection naturelle dans le SEV paraît plus intéressante en période hivernale. Des gains similaires aux configurations de convection forcée y sont observés sur le climat de Grenoble et très légèrement inférieurs pour le climat de Nice. Toutefois, en ajoutant

les consommations des ventilateurs sur les configurations de convection forcée, la convection naturelle semble beaucoup plus intéressante. Quelques remarques doivent être émises sur ce point : Le régime de convection naturelle se calcul par la méthode proposée au Chapitre II et avec les pertes de charges de la cellule expérimentale (cf. Chapitre IV). Au cours des simulations, il a été choisi de couper virtuellement les circulations inverses. L'introduction de clapet anti-retour, à fonctionnement passif ou non, implique une augmentation des pertes de charges et donc une réduction des vitesses d'air. Cette réduction des vitesses d'air aura un impact sur les résultats dans une intégration réelle. Les régimes de convection forcée se distinguent toutefois du régime de convection naturelle en période estivale où le nombre d'heure de surchauffe est nettement réduit en convection forcée et pour les deux climats.

IV. Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle numérique a été utilisé pour qualifier le système. Les paramètres influents ont été identifiés par une méthode d'analyse de sensibilité globale. Les gains énergétiques potentiels sur la période de chauffe et le nombre d'heure de surchauffe ont été évalués pour deux climats. Une analyse du confort thermique a également été proposée sur les températures liées à l'enveloppe.

De la première partie, il ressort une très forte influence de la surface vitrée du capteur solaire. Les résultats amènent à proposer d'augmenter l'isolation de cette surface sans que les gains potentiels ne soient trop perturbés (l'isolation se fera dans tous les cas au détriment du spectre énergétique transmis). Le transport d'énergie, par la conductance d'advection, et les échanges, au travers des coefficients convectifs, jouent un rôle fondamental sur l'ambiance intérieure. Les uns se contrôlent via la vitesse, les autres via la vitesse ainsi que la surface (superficie et rugosité).

Dans la deuxième partie, l'intérêt de ce type de système a été démontré. Deux climats, caractéristiques des villes de Grenoble et Nice ont été considérés. L'apport de la ventilation, puis de l'introduction des MCP ont été évalués. L'enveloppe ventilée permet une réduction significative des consommations énergétiques et le couplage MCP / ventilation est jugé très favorable. Il a également été mis en évidence un fort couplage entre épaisseur et température de fusion. Pour une utilisation effective des MCP, il est nécessaire de soigneusement dimensionner l'épaisseur, au risque de diminuer les gains potentiels. Deux types d'utilisation des MCP dans le bâtiment sont proposés. Une première avec deux types de MCP, définis et dimensionnés pour les périodes hivernale et estivale, et une deuxième, proposant un fonctionnement dans la zone de confort. A partir des résultats présentés, le SENV est plus sensible à une utilisation intégrant deux MCP. Le SEV est, par contre, plus sensible à une utilisation dans la zone de confort.

La configuration utilisée dans les simulations est strictement identique à celle de la cellule expérimentale. Les résultats obtenus permettent donc de statuer sur l'intérêt d'une enveloppe ventilée telle qu'elle a été conçue dans ces travaux. Une extrapolation sur des systèmes partiellement ventilés, ou ventilés différemment, nécessite d'autres recherches approfondies, tant numériques qu'expérimentales. Des axes de recherche sont proposés dans la partie perspective, à la fin de ce document.

Conclusion Générale et Perspectives

Les travaux présentés dans ce mémoire s'inscrivent dans la thématique des enveloppes à haute performance énergétique. Un nouveau concept d'enveloppe hybride est proposé. Abordée comme un véritable système solaire actif, l'enveloppe est alors conçue dans une approche globale de performance : gains énergétiques et confort thermique annuel (Chapitre I). Elle comporte des capteurs solaires thermiques à air, disposés en façade sud et des panneaux d'inertie (ici, avec matériaux à changement de phase), délimitant les cavités d'air du volume intérieur. Les panneaux d'inertie stockent et restituent l'énergie captée. L'énergie thermique est véhiculée au sein même de l'enveloppe, des capteurs vers le stockage et la façade nord, par circulation d'air naturelle ou forcée.

Les objectifs de ce travail étaient de fournir les premiers éléments d'évaluation du système. Un code numérique, basé sur une approche globale, a été développé et intégré à l'environnement TRNSys (Chapitre II). Une cellule expérimentale, sur une échelle vraie grandeur (40m³ de volume intérieur), a également été conçue et réalisée durant ces travaux (Chapitre III). La double approche, numérique et expérimentale, a permis à la fois d'évaluer le modèle numérique et d'étudier la physique de l'enveloppe.

Une caractérisation du comportement de l'enveloppe sur la cellule expérimentale a été effectuée (Chapitre III). Cette étape est indispensable à la validation du code numérique. Les tolérances acceptables, pour la validation du code numérique, sont en effet définies à partir de cette caractérisation. La caractérisation a notamment permis de montrer la forte influence de la structure des écoulements d'air sur les températures de surface. Cet aspect est particulièrement visible pour les régimes de convection forcée. Le régime de convection naturelle se caractérise par une grande disparité de niveau de température autour de l'enveloppe. Dans la cavité du panneau de toiture, de très forts gradients s'observent dans l'axe de l'écoulement.

Durant l'étude du couplage de l'enveloppe avec les MCP, il a notamment été montré que les régimes de convection dans l'enveloppe ont un impact majeur sur la direction des flux de chaleur (entre les MCP et leur environnement). Un régime de convection forcée implique des flux de chaleur dirigés majoritairement vers les cavités d'air. Un régime de convection naturelle favorise les flux de chaleur vers le volume intérieur. Ainsi, le système d'enveloppe ventilée permet de maîtriser les flux de chaleur stockée / évacuée / restituée entre les panneaux d'inertie et l'environnement. Ceci constitue un des objectifs principaux du système étudié.

Une validation du modèle, à partir des mesures expérimentales, a également été proposée (Chapitre IV). Une validation par étape a été appliquée. Le système ventilé, sans MCP, a d'abord été validé. Les résultats montrent une bonne concordance pour des régimes de convection forcée. Les températures simulées du volume intérieur sont très bien représentées. Les simulations présentent quelques écarts sur les températures d'air dans les différents angles du système. Pour trois régimes de convection forcée, le modèle représente très bien la dynamique et les niveaux des températures d'air du volume intérieur.

Sous des régimes de convection naturelle, des écarts plus importants sont observés et particulièrement sur les températures d'air dans la cavité du panneau de toiture. L'erreur est ciblée sur la définition des coefficients d'échange convectif. Malgré les écarts localisés, le modèle global montre un comportement cohérent avec la physique de l'enveloppe.

L'étude des MCP et des transitions de phase a donné lieu à des essais spécifiques, en environnement contrôlé. Il s'agissait en effet d'évaluer le modèle élémentaire de transition de phase avant un couplage avec le modèle global. Cette première étape a notamment mis en évidence la très forte influence de la convection naturelle en phase liquide et plus particulièrement lors du processus de fusion. Les différentes sollicitations appliquées lors de ces essais ont montré la variabilité des caractéristiques de transition de phase en fonction de la dynamique des sollicitations. La modélisation des transitions de phase est toutefois bien représentative de la physique observée. Une étude paramétrique, à partir du modèle élémentaire, montre que la convection naturelle en phase liquide n'a d'influence que pour des épaisseurs supérieures au centimètre. Ce résultat n'est valable que pour le type de MCP étudié (acide gras eutectique).

La confrontation du modèle global (avec le modèle de transition de phase) avec des mesures expérimentales a montré des écarts significatifs. La cellule comprenant 285 briquettes de MCP, les écarts peuvent venir d'une part de la non homogénéité des transitions de phase entre les briquettes et d'autre part du couplage du modèle élémentaire avec le modèle global. Une proposition est faite plus loin pour cibler précisément l'erreur numérique.

Le modèle numérique permet une étude des paramètres influents ainsi que des gains potentiels d'un tel système (Chapitre V). Les modèles d'enveloppe ventilée et de transition de phase ont été validés. De manière à s'affranchir des écarts identifiés précédemment, les panneaux d'inertie sont supposés être composés entièrement de MCP et ont une épaisseur de 1 cm (la convection naturelle en phase liquide est alors négligée).

A partir d'une méthode d'analyse de sensibilité globale (méthode FAST), les paramètres influents sont identifiés. Les analyses sont proposées pour des régimes de convection naturelle et forcée et pour des périodes représentatives des conditions hivernales et estivales. Les résultats montrent une influence significative des actionneurs du système sur la température du volume intérieur : vitesse d'air et coefficient d'échange. Une influence nette, et pour tous les cas, est identifiée de la nature de la paroi vitrée du capteur solaire : les résultats de la méthode utilisée amènent à proposer une surface vitrée plus isolante pour le capteur solaire (triple vitrage, couche faible émissivité ou isolant transparent).

A partir d'une comparaison du système d'enveloppe avec une enveloppe non-ventilée, les gains potentiels du système sont enfin évalués. Pour des climats caractéristiques des villes de Grenoble et Nice, les besoins en chauffage en hiver et le nombre d'heures de surchauffe en été sont comparés. Le type de MCP (avec sa température de fusion), le taux de renouvellement d'air et l'épaisseur des panneaux d'inertie font l'objet d'études paramétriques pour les deux enveloppes et les deux climats. Les apports de la ventilation, des MCP et du couplage sont à chaque fois analysés. Les gains potentiels du système sont importants pour les deux climats. Bien que les écarts relatifs (en % de réduction) présentent des apports beaucoup plus intéressants pour le climat de la ville de Nice, les valeurs absolues des réductions, en kWh, présentent des ordres de grandeur similaires. Pour des panneaux d'inertie à chaleur sensible, la ventilation autour de l'enveloppe permet de réduire les consommations de 30% et 50%

pour Grenoble et Nice respectivement, sans renouvellement d'air et 15% et 30% avec 0,9Vol/h de renouvellement d'air.

Les résultats suivant les épaisseurs des panneaux d'inertie montrent des gains évidents pour un stockage par chaleur sensible. L'introduction de MCP présente un couplage fort entre le type de MCP et l'épaisseur de matériaux (la convection naturelle étant négligée). En effet, la quantité de MCP doit être dimensionnée par rapport aux quantités d'énergie transportées dans l'enveloppe. Dans la configuration étudiée, une épaisseur de panneaux d'inertie de 1 cm, remplie de MCP, présente des consommations énergétiques équivalentes pour des épaisseurs de 5 à 8 cm avec un stockage par chaleur sensible suivant le climat.

Un certain nombre de travaux sont encore nécessaires pour l'évaluation complète du système d'enveloppe proposée. Ces travaux vont d'une part dans le sens d'une amélioration de la prédiction sur le comportement de l'enveloppe proposée. D'autre part, il s'agit de compléter l'étude en poursuivant les étapes trois et quatre proposées en fin de Chapitre I. Ces travaux constituent les perspectives suivantes à envisager.

Amélioration de la prédiction :

- Par une meilleure compréhension des échanges convectifs sous des régimes de convection naturelle (notamment dans les cavités horizontales : convection mixte).

Ce travail peut être mené en effectuant des mesures de flux sur les surfaces délimitant les cavités : en tenant compte des échanges radiatifs (mise en place d'un film d'aluminium sur les fluxmètres), il est possible de quantifier les flux convectifs et d'établir des corrélations spécifiques au système considéré.

- Par une meilleure caractérisation des MCP et notamment l'influence de la convection naturelle en leur sein, sur les processus de transition de phase.

Ce travail peut être mené en effectuant des mesures sur calorimètre à balayage différentiel. A l'aide de plusieurs « aller-retour » dans des phases de transition partielle, il est possible d'identifier l'influence de l'hystérésis, de la surfusion et de caractériser pleinement le MCP. L'objectif est d'identifier les quantités d'énergie échangées suivant le caractère total ou partiel de la transition de phase. Ces mesures doivent s'accompagner de mesures de viscosité suivant la température (prise en compte de la convection naturelle). Les dynamiques des sollicitations sont également à étudier sur le processus de transition de phase. Une fois le MCP complètement caractérisé, des conclusions pourront être tirées sur le type de conditionnement impliquant ou non des mouvements convectifs en phase liquide.

Rq. : *Cette étude s'inscrit dans un axe plus global à l'étude présentée ici. La caractérisation des MCP (transition partielle, totale, convection naturelle, conditionnement) est indispensable pour une meilleure intégration des MCP dans le bâtiment (quelle que soit le type d'intégration, le type de MCP et le type de climat considérés). Aujourd'hui, aucune cartographie de ce type n'est disponible dans la littérature. Sur les MCP couramment utilisés il serait très utile de disposer des caractérisations complètes (influence des dynamiques de sollicitation sur les transitions de phase ; influence de la convection naturelle suivant le conditionnement ; impact de transition partielle sur les flux de chaleur absorbée).*

- Par une meilleure définition du couplage numérique entre les modèles élémentaires de transition de phase et le modèle globale.

Ce travail peut être mené par confrontation des résultats expérimentaux à ceux issus du modèle numérique. En positionnant dans la cellule expérimentale, des briquettes identiques à celles utilisées pour les MCP mais remplies de matériaux inertes, les conductances de liaisons avec les parois et le volume intérieur peuvent être calibrées. L'introduction, ensuite, de briquettes remplies de MCP permet d'identifier les écarts liés aux hypothèses d'homogénéisation par panneau des 285 briquettes.

Poursuite de l'évaluation

- Par le développement des algorithmes de gestion du système (réactif et anticipatifs)

Les gains potentiels du système proposé ont été évalués à partir d'un algorithme de gestion réactif, défini arbitrairement. Une étude plus approfondie est nécessaire sur ce point. Des algorithmes, suivant le type de climat, permettent certainement d'optimiser les gains énergétiques et d'améliorer le confort thermique intérieur. La définition d'algorithmes dits anticipatifs est notamment à étudier. Il s'agit de considérer les MCP comme des accumulateurs. Suivant l'état physique des matériaux, les sollicitations extérieures et intérieures, une configuration optimale du système peut être définie. Un temps d'inconfort réduit est à considérer si cela permet d'augmenter le temps de confort dans les prochaines heures, par exemple.

- Par une étude d'intégration globale (numérique et expérimentale).

Les travaux présentés ici montrent qu'à partir d'un code simple, la prédiction est relativement correcte. Il est possible de développer des modules intégrables aux codes commerciaux pour simuler l'intégration de ce type de système. Ainsi, des analyses complètes, avec des scénarii d'occupation, différents types de climat, sont réalisables avec différentes gestions envisageables, etc.

En complément des analyses numériques évoquées précédemment, il est intéressant d'évaluer expérimentalement un tel système, notamment l'acceptation des algorithmes de gestion par les occupants. La réalisation du système ventilé sur une habitation peut permettre d'évaluer l'acceptation du système. Un soin particulier devra être apporté à l'étanchéité des cavités d'air.

Références

- [ADEME, 2004] *Les chiffres clés du bâtiment – Données et Références – Edition 2004 – ADEME.*
- [Achard, 1994] P.Achard, P. Ilbizian, *Matériaux à changement de phase entre 18 et 25 °C permettant par incorporation à des matériaux du bâtiment de réaliser des parois à forte inertie autour de 20°C*, Rapport de présentation/ Ademe, Mars 1994.
- [Ahmad, 2004] M. Ahmad, *Nouveau composants actifs pour la gestion énergétique de l'enveloppe légère des bâtiments ; couplage matériaux à changement de phase, super-isolation, apports solaires*, rapport de thèse de doctorat, Université Joseph Fourier, 2004.
- [Al-Homoud, 2005] M.S.Al-Homoud, *Performance characteristics and practical applications of common building thermal insulation materials*, Building & Environment, 40 (2005), p351-364.
- [Arons, 2000] D.Arons, *Properties and applications of double-skin facades*, MIT department of Architecture, PhD, 2000, 277 p.
- [Artese, 1981] G.Artese, O.A.Barra, T.Costantini, *The Barra-Costantini passive system : experimental results and design tools*, Proceedings of Solar World Forum, Technology of the eighties, 1981 Vol.3 p1929-1932.
- [Athienitis, 1997] A.K.Athienitis, *Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage*, Building and Environment, Vol 32,N°5 p405-410, 1997.
- [Athienitis, 2005] A.K.Athienitis et al, *A study of double facades with phase-change storage and photovoltaic*, ICPLECEB, may 2005, Grece.
- [Awbi, 1999] H.B.Awbi and A.Hatton, *Natural convection from heated room surfaces*, Energy and Building, Vol.30, p233-244, 1999.
- [Balocco, 2002] C.Balocco, *A simple model to study ventilated energy performance*, Energy and Buildings , 34 (2002), 469-475.
- [Bansal, 1992] N.K.Bansal, D.Buddhi, *An analytical study of latent heat storage system in a cylinder*, Energy Conversion and management, 33 (1992), p235-242.
- [Bansal, 1993] N.K.Bansal et al, *Solar Chimney for Enhanced Stack Ventilation*, Building & Environment, 28 (1993), 373-377.
- [Bansal, 1999] N.K.Bansal, Shail, *Characteristic parameters of a hypocaust construction*, Building & Environment, 34 (1999), 305-318.
- [Bansal, 2004] N.K. Bansal, Jyotirmay Mathur, Sanjay Mathur and Meenakshi Jain, *Modelling of window-sized solar chimneys for ventilation*, Building and Environment, Volume 40, Issue 10, October 2005, Pages 1302-1308.

[Barra, 1980] O.A.Barra, G.Artese, T.Costantini, G.Costanzo, L.Franceschi, E.P.Carratelli, *The Barra-Costantini solar passive system : experimental performances*, International Congress on Building Energy Management, 1980, p143-152.

[Barra, 1987] O.A.Barra, G.Artese, L.Franceschi, R.K. Joels, A.Nicoletti, *The Barra thermosyphon air system, residential and agricultural applications in Italy, in the UK and in the Sahara desert*, 3rd International Congress on Building Energy Management, 1987, Vol 4 p77-85.

[Bejan & Krauss, 2003] A.Bejan and A.D.Krauss, *Heat transfer handbook*, Wiley Publication, 2003.

[Ciampi, 2003] M.Ciampi, F.Leccese, G.Tuoni, *Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings*, Solar Energy, vol 75 (2003), p 491-502.

[Costa, 1998] M.Costa, D.Buddhi, A.Oliva, *Numerical simulation of latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction*, Energy Conversion & management, 39 (1998), pp319-330.

[Cukier, 1973] R.I.Cukier, C.M.Fortuin, K.E.Shuler, *Study of the sensitivity of coupled reaction systems to uncertainties in rate coefficients. I Theory*, Journal of Chemical Physics, vol.59 (1973), 8, 3873-3878.

[Cukier, 1975] R.I.Cukier, J.H.Schailbly, K.E.Shuler, *Study of the sensitivity of coupled reaction systems to uncertainties in rate coefficients. III Analysis of the approximations*, Journal of Chemical Physics, vol.63 (1975), 3, 1140-1149.

[Darkwa, 2006] K.Darkwa, P.W.O'Callaghan, *Simulation of phase change drywalls in a passive solar building*, App.Th.Eng., 26 (2006), 853-858.

[Ding, 2005] Wenting Ding, Yuji Hasemi and Tokiyoshi Yamada, *Natural ventilation performance of a double-skin façade with a solar chimney*, Energy and Buildings, Volume 37, Issue 4, April 2005, Pages 411-418.

[Duffie & Beckman, 1991] J.A.Duffie and W.A.Beckman, *Solar Engineering of thermal processes*, Wiley-Interscience Publication, 2nd edition, 1991.

[ElSherbiny, 1996] S.M.ElSherbiny, G.D.Raithby, K.G.T.Hollands, *Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers*, Journal of Heat Transfer, 104 (1982), p96-102.

[EN 993-15] Norme EN 993-15 « Méthodes d'essai pour produits réfractaires façonnés denses - Partie 15 : détermination de la conductivité thermique par la méthode du fil chaud (parallèle) ».

[ENVHY, 2005] CSTB/DER/CPM, *Enveloppe Hybride à Haute Performance Energétique, pour maison à ossature bois*, Projet ANR-PREBAT, 2005.

- [Faure, 2006] X.Faure, F.Joussellin, P.Pierson, D.Quenard, *RC Network approach for Hybrid envelops in Positive Energy Building*, EPIC 2006 HIVC proceedings, Lyon FRANCE, nov. 2006, Vol.3, p473-478.
- [Faure, 2007] X.Faure, F.Joussellin, P.Pierson, D.Quenard, *A simulation tool for hybrid envelop, coupling free energy, convection, specific and latent heat*, IBPSA World Conference, Bejjin CHINE, spet. 2007, à paraître.
- [Fraisie, 2002] G.Fraisie et al, *Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy*, Energy & Buildings, 34 (2002), 1017-1031.
- [Fraisie, 2004] G. Fraisie, G. Achard, V. Trillat-Berdal, *Bâtiment à ossature bois, définition d'une enveloppe pariéto-dynamique*, Climamed, Lisbon, 16-17 avril 2004, 10 p.
- [Fraisie, 2006] G.Fraisie & al., *The use of a heavy internal wall with a ventilated air gap to store solar energy and improve summer comfort in timber frame houses*, Energy & Buildings, 38 (2006), 293-302.
- [Gan, 1998] G.Gan, *A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings*, Energy & Buildings, 27 (1998), 37-43.
- [Garcia, 2004] E.Garcia, A.De Herde, *Natural cooling strategies efficiency in an office building with a double skin façade*, Energy & Buildings, vol 36 (2004), p1139-1152.
- [Halford, 2007] C.K.Halford, R.F. Boehm, *Modelling of phase change material peak load shifting*, Energy and Building, vol.39 (2007), 298-305.
- [Hasting, 2004] S.R.Hastings, *Breaking the « heating barrier » Learning from the first houses without conventional heating*, Energy & Buildings, 36 (2004), p373-380.
- [He, 2001] J.He, A.Okumura, A.Hoyano, K.Asano, *A solar cooling project for hot and humid climates*, Solar Energy, Vol. 71, p135-145.
- [Heim, 2005] D.Heim, *Two solution methods of heat transfer with phase change within whole building dynamic simulations*, 9th IBPSA conference, Montréal, CANADA, p397-402, 2005.
- [Hirunlabh, 2001] J.Hirunlabh, *New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation*, Building & Environment, 36 (2001), 383-391.
- [IDEL'CIK, 1986] I.E. Idel'cik, *Mémento des pertes de charge*, collection EDF, Ed. Eyrolles, 504p, 1986.
- [IEA-A17, 2005] IEA, final report, *Energy Conservation through Energy Storage*, 2005.
- [IEA-A39, 2005] IEA, Final reports Subtask A, *Vacuum insulation Panels*, 2005.
- [IMCPBAT, 2006] *Intégration des Matériaux à Changement de Phase dans le BATiment, rapport intermédiaire*, 58p, 2005.

- [**Imessad, 2004**] K.Imessad, *Performances of the Barra-Costantini passive heating system under Algerian climate conditions*, Renewable Energy, vol29 (2004), p357-367.
- [**Jany & Bejan, 1987**] P.Jany and A.Bejan, *Scaling theory of melting with natural convection in an enclosure*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36 n°6, p1221-1235, 1988.
- [**Khalifa, 2001**] A.J.N.Khalifa, *Natural convective heat transfer coefficient – a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces*, Energy Conversion & Management, 42 (2001), 491-504.
- [**Khedari, 2000**] J.Khedari & al, *Ventilation impact of a solar chimney on indoor temperature fluctuation and air change in a school building*, Energy & Building, 32 (2000), 89-93.
- [**Khedari, 2003**] J.Khedari et al, *Field study of performance of solar chimney with air-conditioned building*, Energy 28 (2003), 1099-1114.
- [**Koçlar, 2004**] G.Koçlar Oral, A.Koknel Yener, N.Tamer Bayazit, *Building envelope design with the objective to ensure thermal, visual and acoustic comfort conditions*, Building & Environment, 39 (2004), 281-287.
- [**Kondo, 2000**] T. Kondo & al., *Research on thermal storage of PCM wallboard*, Workshop for International Energy Agency, Annex 10, Japan, 2000.
- [**Kurklu, 2002**] A.Kurklu & al., *Thermal performance of a water-phase change material solar collector*, Renewable Energy 26, (2002) 391-399.
- [**Kuroki, 2002**] T.Kuroki, M.Higuchi, M.Nakamuri, *Application of phase change material to passive cooling of apartment house*, IEA, ECES IA Annex 17, 3rd workshop, oct.2002, Tokyo, Japan.
- [**Lagonotte, 1999**] Patrick Lagonotte, *Analyse de la qualité de modèles nodaux réduits à l'aide de la méthode des quadripôles*, International Journal of Thermal science, 38 (1999), 51-65.
- [**Laouadi, 1999**] A.Laouadi, M.Lacroix, *Thermal performance of a latent heat energy storage ventilated panel for electric load management*, Int. J. of Heat and Mass transfer, 42 (1999), p275-286.
- [**Lee, 1999**] Tang G. Lee, T. McLeod, N. Jain, *Comparing the performance of masonry*, Masonry Canada, Report, Faculty of Environmental Design, University of Calgary, July 1999.
- [**Liebard, 2006**] A. Liébard, A. De Herde, 2006, *Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatiques – Le moniteur*, 766p.
- [**Mara, 2000**] T.A.Mara, H.Boyer, F.Garde, L.Adelard, *Présentation et application d'une technique d'analyse de sensibilité en thermique du bâtiment*, Congrès français de thermique, SFT 2000, 795-800.

[Mara, 2001] T.A.Mara, F.Garde, H.Boyer, M.Mamode, *Empirical validation of the thermal model of a passive solar test cell*, *Energy and Buildings*, vol.33 (2001), 589-599.

[Mara, 2006] T.A. Mara, Une introduction à l'analyse d'incertitude et l'analyse de sensibilité globale de modèles, support de cours.
http://www2.univ-reunion.fr/~mara/index_fichiers/slide0001.htm

[Meteotest, 2003] *Meteonorm handbook*, Parties I, II et III. Meteotest, Bern, Suisse.
<http://www.meotest.ch>

[Miyazaki, 2006] T.Miyazaki et al., *The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate*, *Renewable Energy*, vol 31 (2006), p987-1010.

[Miranville, 2002] F.Miranville, *Contribution à l'étude des parois complexes en physique du bâtiment*, thèse de doctorat, Université de la Réunion, 2002.

[Mootz, 1996] F.Mootz et JJ.Bezian, *Numerical study of a ventilated façade panel*, *Solar Energy*,57 (1996),29-36.

[NF EN 12667, 2001] Norme NF EN 12667 (Juillet 2001), « *Performance thermique des matériaux et produits pour le bâtiment - Détermination de la résistance thermique par la méthode de la plaque chaude gardée et la méthode fluxmétrique - Produits de haute et moyenne résistance thermique* ».

[NF EN 410, 1999] Norme NF EN 410 : « *Verres dans la construction - Détermination des caractéristiques lumineuse et solaire des vitrages* ».

[Okba, 2005] E.M.Okba, *Building envelope design as a passive cooling technique*, ICPLECEB, may 2005, Grece.

[Patankar, 1980] S.V.Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Minkowycz & Sparrow Editors, 1980.

[PERF, 2004] Commission chargée de formuler des avis techniques, *Performances des produits minces réfléchissants opaques utilisés dans l'enveloppe des bâtiments*, Version n°3, 25 Juin 2004, 15p.

[Peuportier, 1995] B.Peuportier et J.Michel, *Comparative analysis of active and passive solar heating systems with transparent insulation*, *Solar Energy*, Volume 54, Issue 1, January 1995, Pages 13-18.

[Pottler, 1999] K.Pottler et al., *Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors*, *Solar energy*, 67 (1999), 35-52.

[Praene, 2005] J.P.Praene, F.Garde, F.Lucas, *Dynamic modelling and elements of validation of solar evacuated tube collectors*, 9th International IBPSA Conference, Montréal, CANADA, 2005, 953-960.

[Principi, 2005] Paolo Principi, Roberto Fioretti, *PCM (Phase Change Materials) : A state of the art*, IEA – ECBCS – ANNEX 44 November 2005.

[Roulet, 2004] Roulet, C.-A., 2004, *Santé et qualité de l'environnement intérieur dans les bâtiments*. Lausanne, PPUR, 368 p.

[Roux, 2000] J.J. Roux, *Comportements thermique du bâtiment*, cours de l'INSA de Lyon, 2000.

[RT2005] Direction Générale de l'Urbanisme, de l'Habitat et de la Construction, *Réglementation Thermique RT 2005*, Décret n°2006-592 du 24 mai 2006.

[Saelens, 2002] D.Saelens, *Energy performance assessment of single storey multiple skin façades*, PhD, Katholieke Universiteit Leuven, 2002.

[Safer, 2006] N.Safer, *Modélisation des façades de type double-peau équipées de protections solaires : Approches multi-échelles*, Rapport de thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 2006.

[Saltelli, 1998] A.Saltelli, R.Bolado, *An alternative way to compute Fourier amplitude sensitivity test (FAST)*, Computational Statistics & Data Analysis, vol 26 (1998, 445-460).

[Saltelli, 1999] A.Saltelli, S.Tarantola, K.P.S.Chan, *A quantitative Model-Independent Method for Global Sensitivity Analysis of Model Output*, Technometrics, Vol.41 n° 1 (1999) 39-56.

[Saltelli, 2000] A.Saltelli, K.P.S.Chan, M.Scott, editors, *Sensitivity Analysis*, New-York:Wiley, 2000.

[Saltelli, 2006] A.Saltelli, M.Ratto, S.Tarantola, F.Campolongo, *Review: Sensitivity analysis practices Strategies for model-based inference*, Reliability Engineering & System Safety, vol. 91 (2006), 1109-1125.

[Saman, 2005] W.Saman, F.Bruno,E.Halawa, *Thermal performance of PCM thermal storage unit for a roof integrated solar heating system*, Solar Energy, 78 (2005), p341-349.

[Sobol, 1993] I.M.Sobol, *Sensitivity analysis for nonlinear mathematical models*, Mathematical modelling & Computational Experiment, vol 1 (1993), 407-414.

[Solar-syst, 2000] *Solar Air Systems - A Design Handbook* Edited by S. Robert Hastings and Ove Morck, James and James December 2000.

[Stec, 2005] W.J.Stec, A.H.C.Van Paassen, *Symbiosis of a double skin façade with the HVAC system*, Energy & Building, 37, (2005), p 461-469.

[Szymocha, 2005] K.Szymocha, *Advanced thermal solar system with heat storage for residential house space heating*, SESCOI 2005, Canada, 20-24/08/2005.

[Tan, 1997] M.Tan, *Opposite sunspace passive solar air heating system*, Solar Energy, vol 60 (1997), p127-134.

[Tarantola, 2006] S.Tarantola, D.Gatelli, T.A.Mara, *Random balance designs for the estimation of the first order global sensitivity indices*, Reliability Engineering & System Safety, vol. 91 (2006), 717-727.

[**Thermie, 1997**] *Bioclimatic Architecture, Thermie programme action*, Rapport de la commission Européenne, Direction générale de l'énergie, 1997.

[**TRNSys, vol.5**] S.A. Klein, et al., *TRNSYS—A Transient Systems Simulation Program, Version 16.0*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2000.

[**Tyagi, 2006**] Vineet Veer Tyagi and D. Buddhi, *PCM thermal storage in buildings: a state of art*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, in press.

[**Vakilaltojjar, 2001**] S.M. Vakilaltojjar, W.Saman, *Analysis and modelling of a phase change storage system for air conditioning applications*, Applied Thermal Engineerin, 21 (2001), p249-263.

[**VanPaassen, 2001**] A.H.C.VanPaassen et al., *Controlled double facade and HVAC*, Clima2000/Napoli 2001 world congress, 15-18sept.2001.

[**Yamaha, 1998**] M.Yamaha, S.Misaka, *An evaluation of PCM storage installed in air distribution systems*, IEA Annex 10, 2nd workshop, Nov,1998, Sofia, Bulagria.

[**Zalewski, 1996**] L.Zalewski, *Etude thermique expérimentale et simulation numérique d'un mur solaire composite, optimisation des performances énergétiques*, Thèse de doctorat, Université d'Artois, 1996.

[**Zalewski, 2002**] L.Zalewski, *Study of solar walls – validating a simulation model*, Building & Environment, 37 (2002), 109-121.

[**Zhang & Bejan, 1989**] Z.Zhang and A.Bejan, *Melting in an enclosure heated at constant rate*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32 n°6, p1063-10763, 1989.

ANNEXES

ANNEXE III.1. : LA CELLULE EXPERIMENTALE ET SON INSTRUMENTATION	202
ANNEXE III.2. : GRADIENTS TRANSVERSAUX ET LONGITUDINAUX DES TEMPERATURES D’AIR DE SV2 ET SV3	203
ANNEXE III.3. : GRADIENTS LONGITUDINAUX SUR LES SURFACES DE SV2 ET SV3	204
ANNEXE III.4. : RAPPORT D’ESSAIS SUR L’ACIDE GRAS EUTECTIQUE	208
ANNEXE IV.1. : RESIDUS DES TEMPERATURES D’AIR ET DE SURFACE	212
ANNEXE IV.2. : MODELISATION DES PHENOMENES DE TRANSITION DE PHASE AVEC CONVECTION NATURELLE EN PHASE LIQUIDE	215
ANNEXE V.1. : GENERATION DE FREQUENCE LINEAIREMENT INDEPENDANTE POUR LA METHODE FAST	221
ANNEXE V.2. : RESULTATS DES ANALYSES DE SENSIBILITE SUR LES TEMPERATURES RADIANTES MOYENNES	222
ANNEXE V.3. : ANALYSE DE SENSIBILITE EN INTEGRANT LES MATERIAUX A CHANGEMENT DE PHASE	224
ANNEXE V.4. : APPORTS DE LA VENTILATION SUR LES CONSOMMATIONS ENERGETIQUES EN INCLUANT LES CONSOMMATIONS DES VENTILATEURS	228
ANNEXE V.5. : CARACTERISTIQUES DES VARIABLES LIEES AU CONFORT THERMIQUE INTERIEUR SUIVANT LES EPAISSEURS DES PANNEAUX D’INERTIE	230
ANNEXE V.6. : REPRESENTATION POUR IDENTIFIER LES TYPES DE MCP OPTIMUM	232

Annexe III.1. : La Cellule expérimentale et son instrumentation

Vue globale



Figure 146 : Vue d'ensemble, angle Sud-Est



Figure 147 : Vue d'ensemble, angle Nord Est

Fabrication et assemblage



Figure 148 : Réalisation des portiques en atelier



Figure 149 : Assemblage du squelette sur le site

Instrumentation et acquisition



Figure 150 : Centrale d'acquisition et module d'alimentation



Figure 151 : Anémomètre à film chaud

Annexe III.2. : Gradients transversaux et longitudinaux des températures d'air de SV2 et SV3

Système SV3 avec capteur solaire

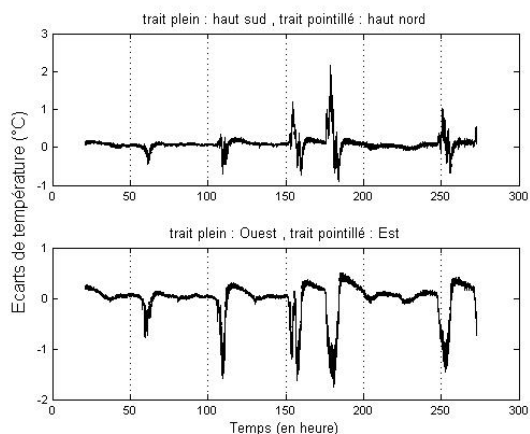


Figure 152 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection forcée

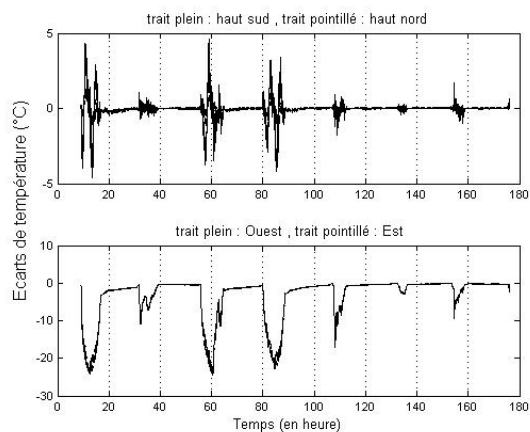


Figure 153 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection naturelle

Système SV2 avec double peau

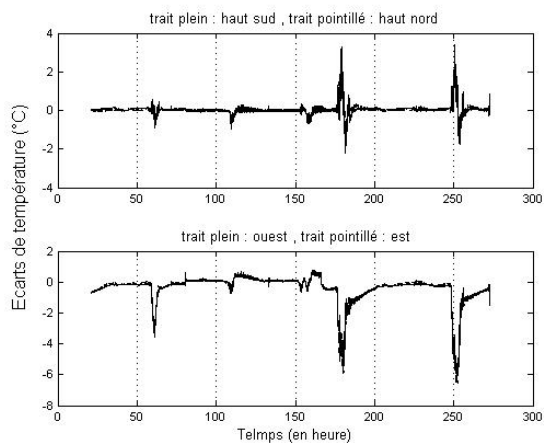


Figure 154 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection forcée

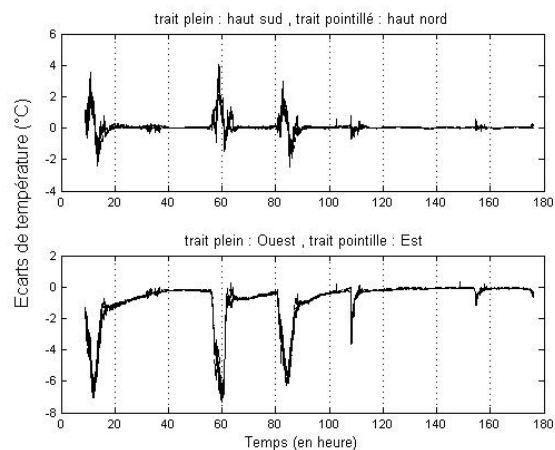


Figure 155 : Gradients transversaux (en haut) et longitudinaux (en bas) des températures d'air du panneau de toiture en convection naturelle

Annexe III.3. : Gradients longitudinaux sur les surfaces de SV2 et SV3

SV3 : Capteur solaire

En convection forcée

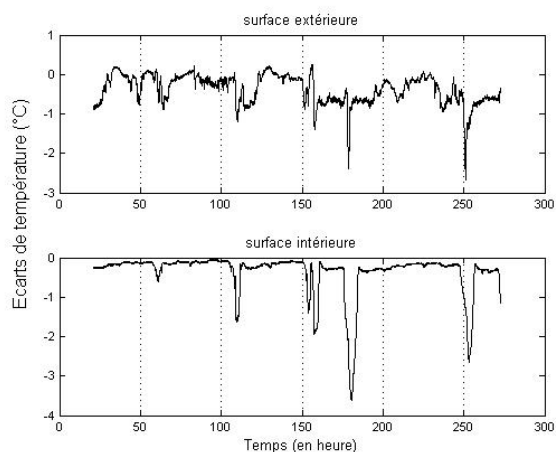


Figure 156 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection forcée

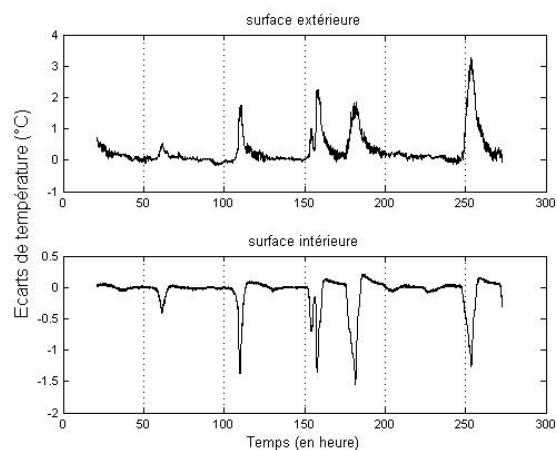


Figure 157 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection forcée

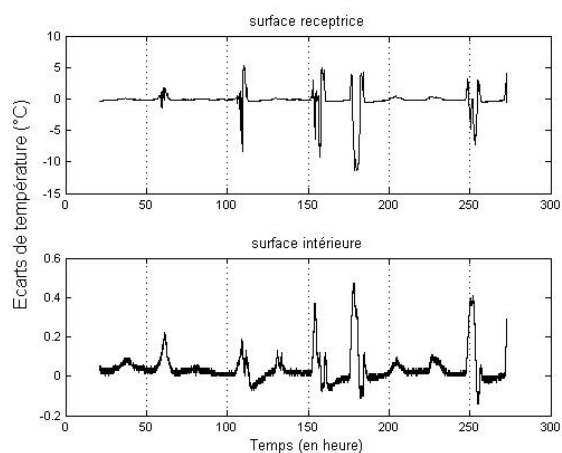


Figure 158 : Gradients longitudinaux sur le capteur solaire en convection forcée

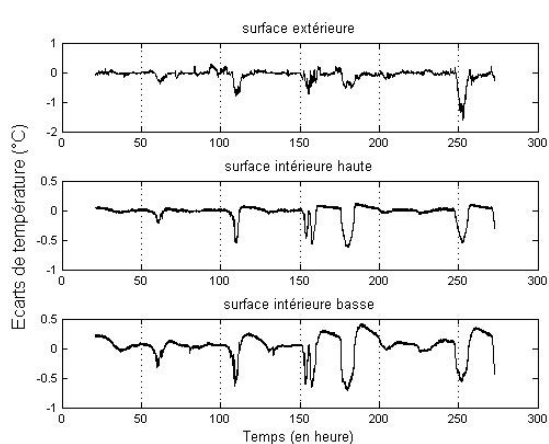


Figure 159 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection forcée

En convection naturelle

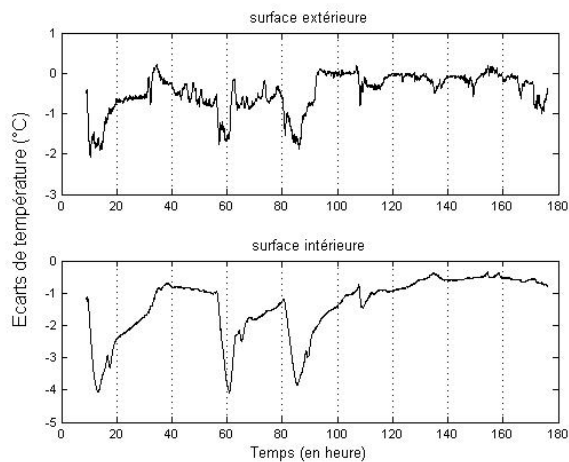


Figure 160 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection naturelle

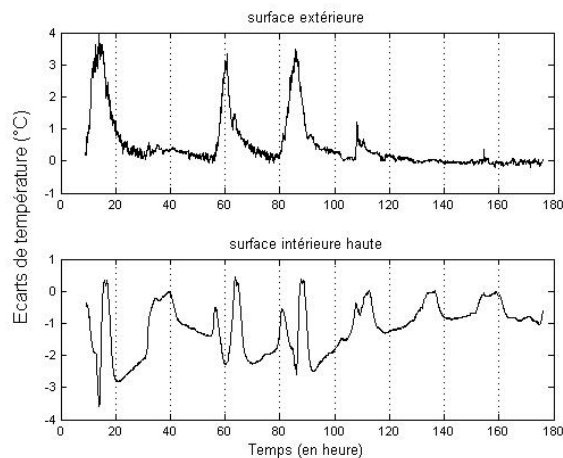


Figure 161 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection naturelle

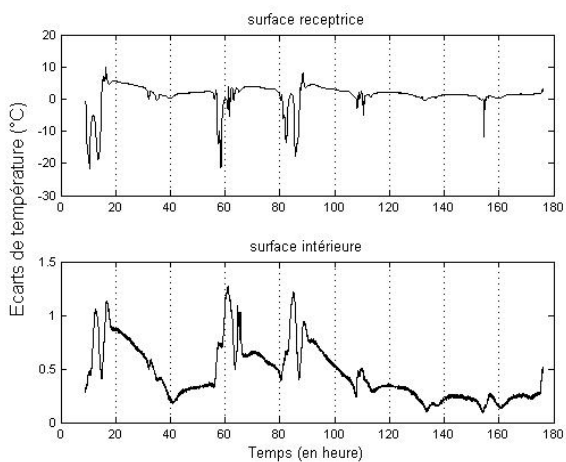


Figure 162 : Gradients longitudinaux sur le capteur solaire en convection naturelle

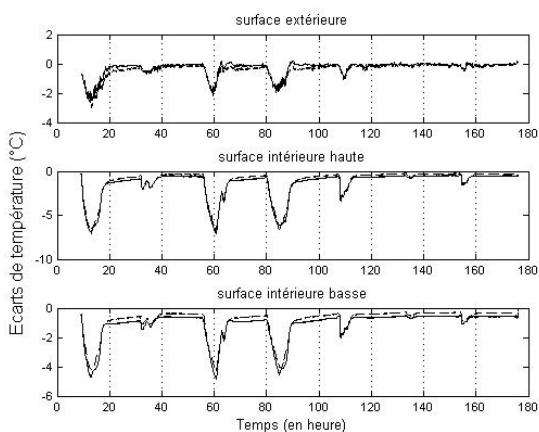


Figure 163 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection naturelle

SV2 : Double peau

En convection forcée

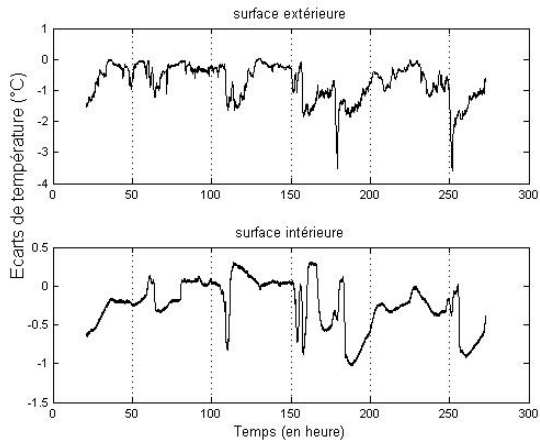


Figure 164 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection forcée

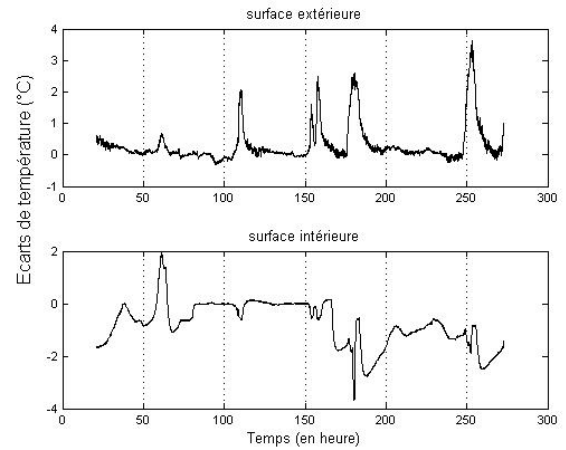


Figure 165 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection forcée

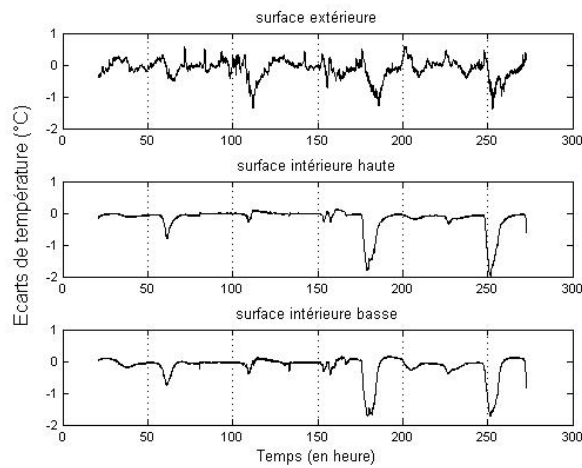


Figure 166 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection forcée

En convection naturelle

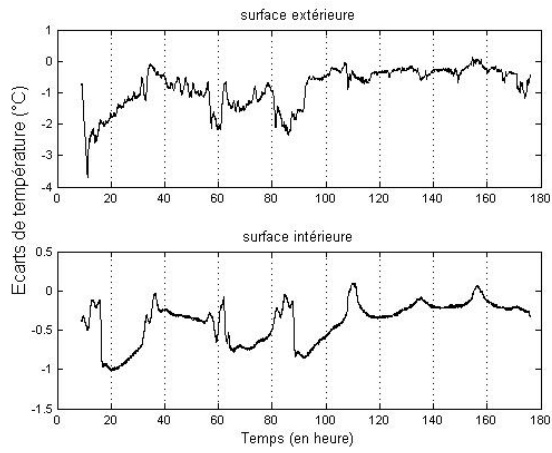


Figure 167 : Gradients longitudinaux sur le panneau nord en convection naturelle

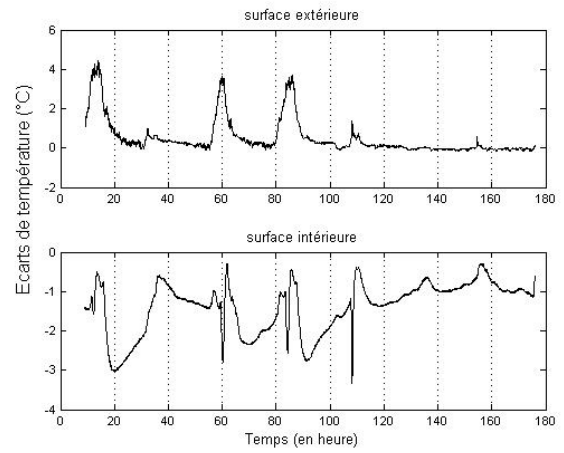


Figure 168 : Gradients longitudinaux sur le panneau de sol en convection naturelle

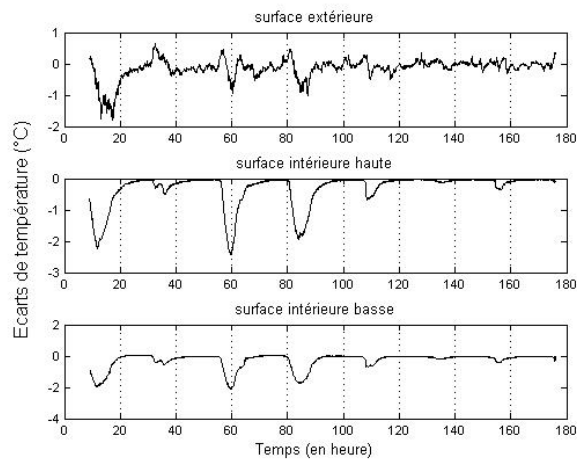



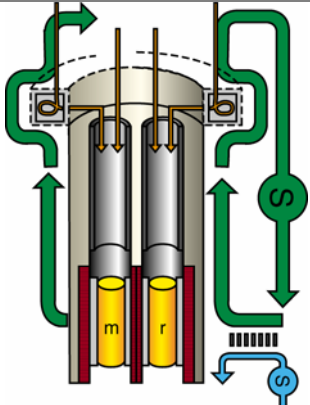
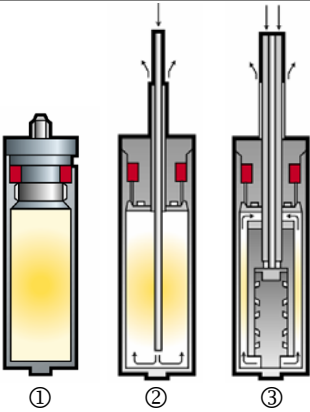
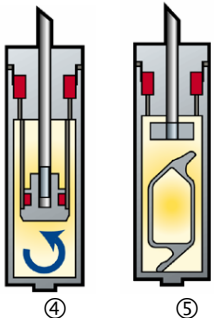
Figure 169 : Gradients longitudinaux sur le panneau de toiture en convection naturelle

Annexe III.4. : Rapport d'essais sur l'acide gras eutectique

I. Introduction

La problématique est de déterminer à l'aide du Micro-DSC III le Cp d'un échantillon d'acide gras.

II. Appareillage utilisé

<p>MicroDSCIII Type Tian-Calvet -20°C à 120°C Mode isotherme ou programmé de 0.001 à 1,2 Kmin⁻¹ Cellules de volume maximal 1 mL</p>		
<p>Différentes cellules sont disponibles avec le microDSCIII :</p> <ul style="list-style-type: none"> ① Cellule standard ② Cellule à circulation ③ Cellule de mélange à circulation ④ Cellule de mélange « batch » ⑤ Cellule de mélange à ampoule 		

Le microDSCIII a été utilisé avec la cellule standard (figure①)

III. Conditions expérimentales et résultats

III.1. Échantillons analysés

Les échantillons se présentent sous la forme d'un liquide opaque au dessus de 35°C.

III.2. Conditions expérimentales

Environ 450mg d'échantillon sont introduits dans la cellule de mesure. La cellule de référence reste vide.

Pour chaque échantillon la programmation de température suivante est utilisée :

- 1/ Les cellules sont introduites dans le calorimètre qui est à 30°C. La température est programmée jusqu'à 35°C à 0.5K/min.
- 2/ La température est stabilisée à 35°C pendant 15 minutes.

- 3/ De 35°C → 5°C : Refroidissement à 0.05K/min. Durant ce refroidissement la cristallisation peut être observée pour l'échantillon sur la figure 1.
 - 4/ La Température du calorimètre est stabilisée à 5°C pendant 15 minutes.
 - 5/ Ensuite la température est programmée de 5°C → 35°C à 0.05K/min. Durant ce chauffage la fusion peut être observée pour l'échantillon sur la figure 4.
- Un blanc est réalisé dans les mêmes conditions avec les deux cellules vides à 0.05 K/min de façon à calculer le Cp.

III.2. Résultats

Chaque courbe de chauffage est corrigée du blanc et la figure 7 donne le Cp en fonction de la température.

Les résultats sont regroupés dans les tableaux suivants :

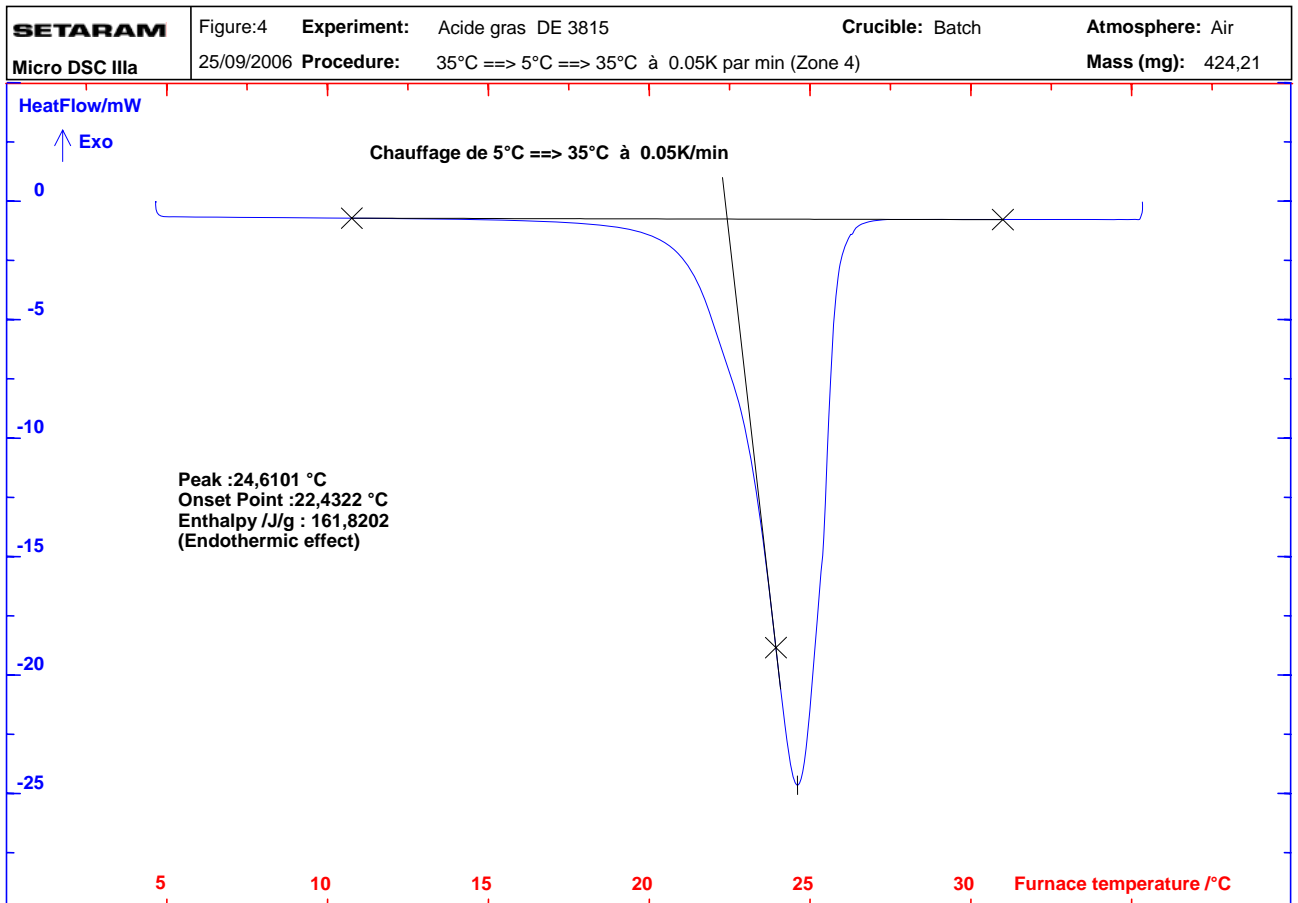
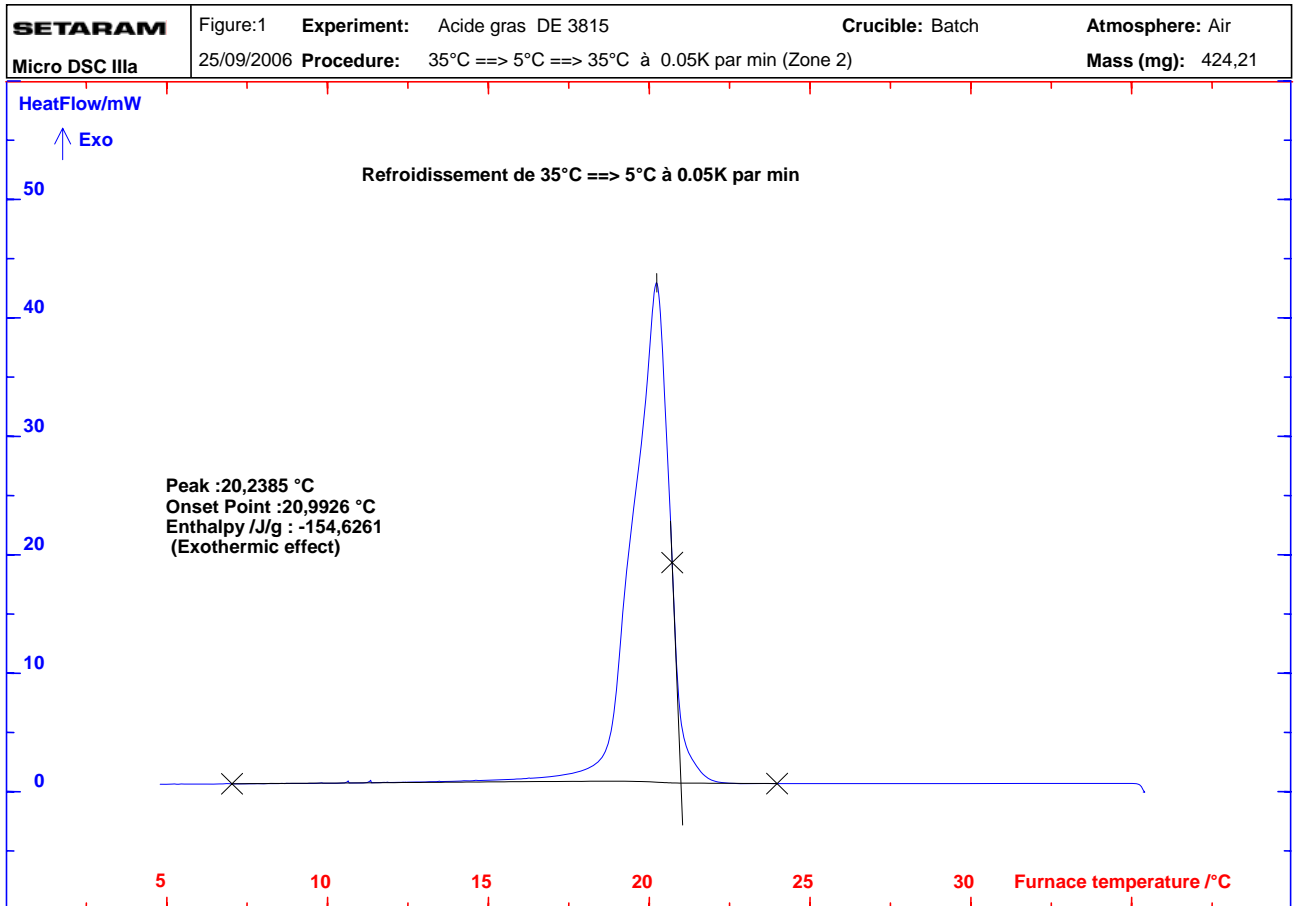
Echantillon	FIG.	Masse Echantillon (mg)	Pic exothermique	
			Enthalpie (J/g d'échantillon)	Onset (°C)
Acide gras	1	424.21	-154.63	21.00

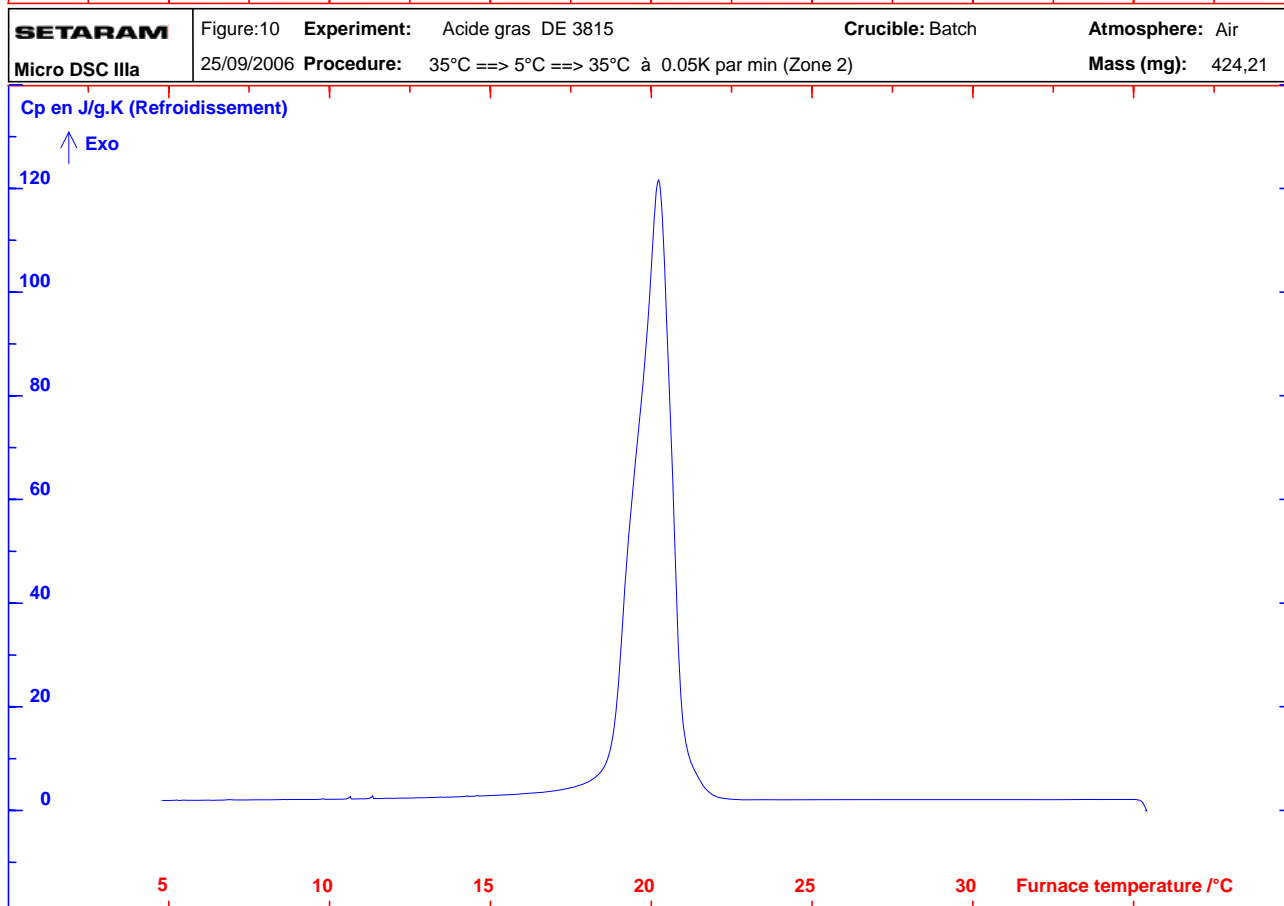
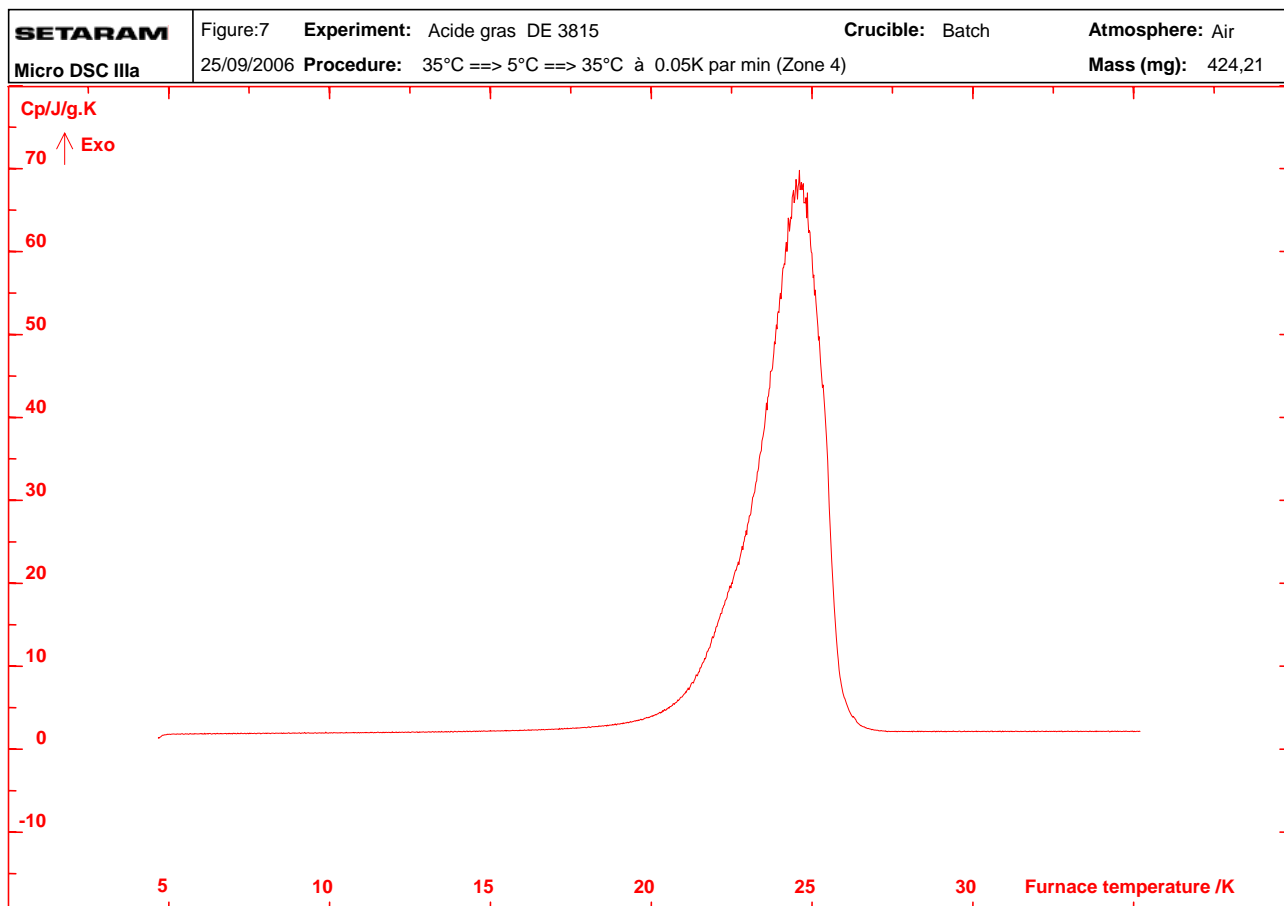
Echantillon	FIG.	Masse Echantillon (mg)	Pic endothermique	
			Enthalpie (J/g d'échantillon)	Onset (°C)
Acide gras	4	424.21	161.82	22.43

IV. Conclusion

Les courbes de fusion et cristallisation sont déterminées à vitesse très lente (0.05K/min) de façon à se placer dans des conditions similaires aux conditions de variation de température ambiante.

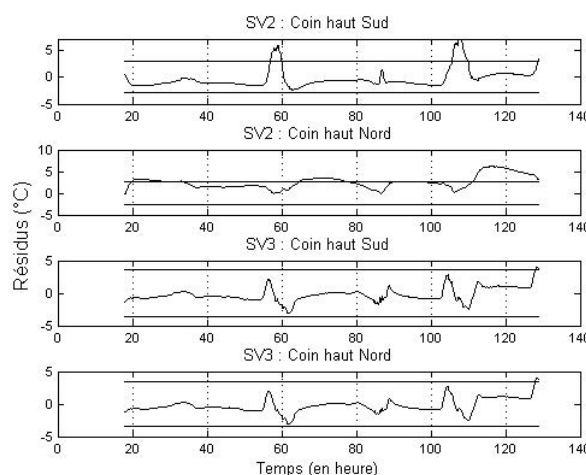
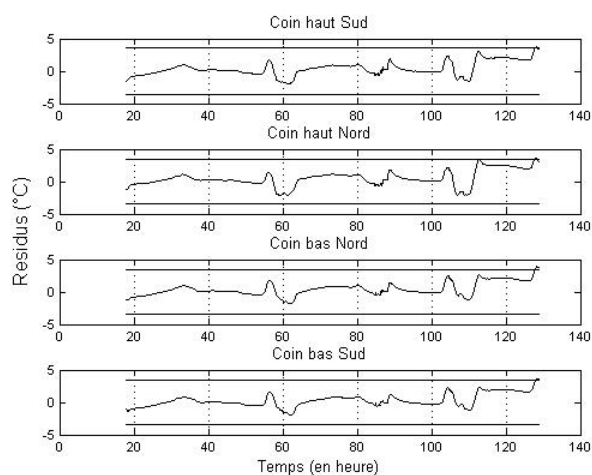
La capacité calorifique des matériaux à transition de phase est aussi déterminée lors de ces cycles de température.





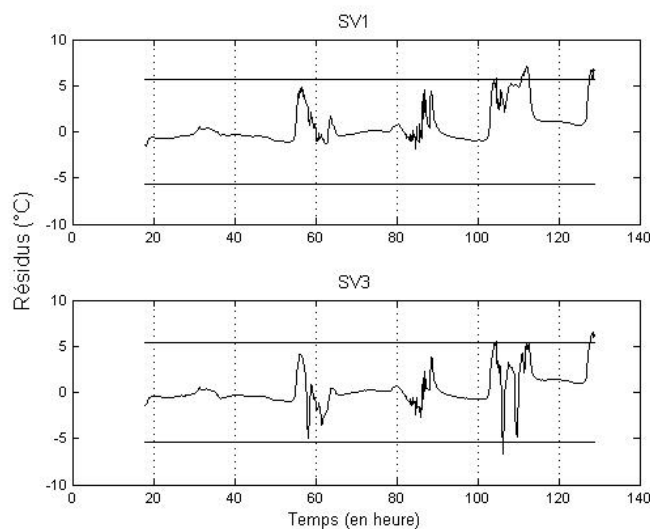
Annexe IV.1 : Résidus des températures d'air et de surface

Résidus des températures d'air et de surface des capteurs solaires pour la période du 2 au 7 mars 2007 en convection forcée (CF2)



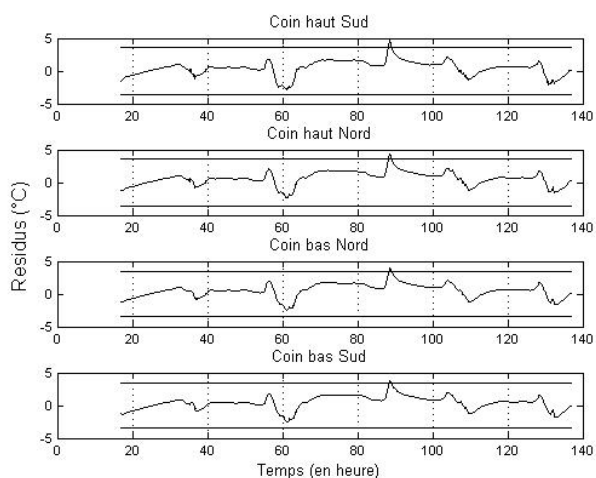
Résidus sur les températures d'air aux 4 coins du système SV1 en régime de convection forcée (du 7 au 12 mars 2007)

Résidus sur les températures d'air aux 2 coins des systèmes SV2 et SV3 en régime de convection forcée (du 7 au 12 mars 2007)

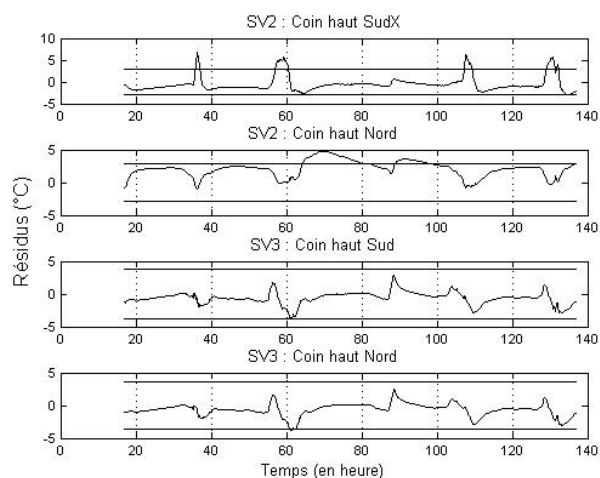


Résidus sur les températures de surface réceptrices des capteurs solaires des systèmes SV1 et SV3 en régime de convection forcée (du 7 au 12 mars 2007)

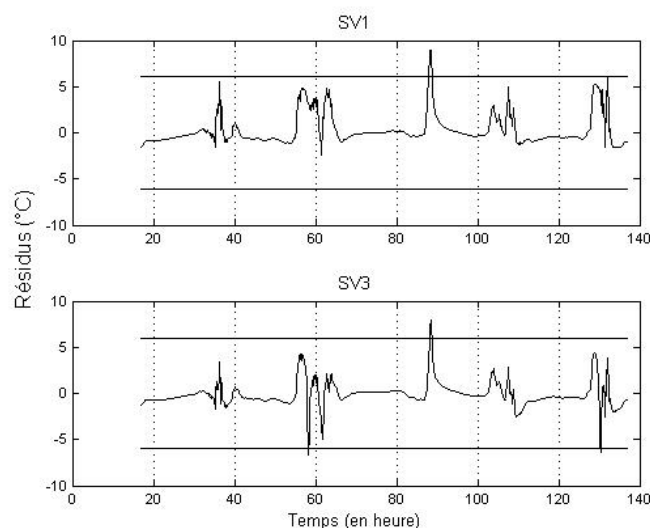
Résidus des températures d'air et de surface des capteurs solaires pour la période du 2 au 7 mars 2007 en convection forcée (CF3)



Résidus sur les températures d'air aux 4 coins du système SV1 en régime de convection forcée (du 2 au 7 mars 2007)

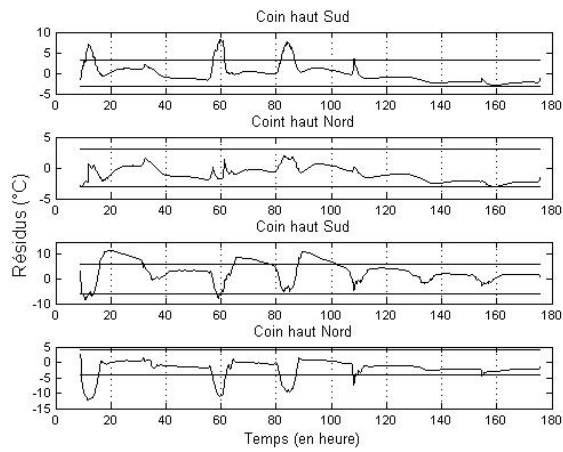


Résidus sur les températures d'air aux 2 coins des systèmes SV2 et SV3 en régime de convection forcée (du 2 au 7 mars 2007)

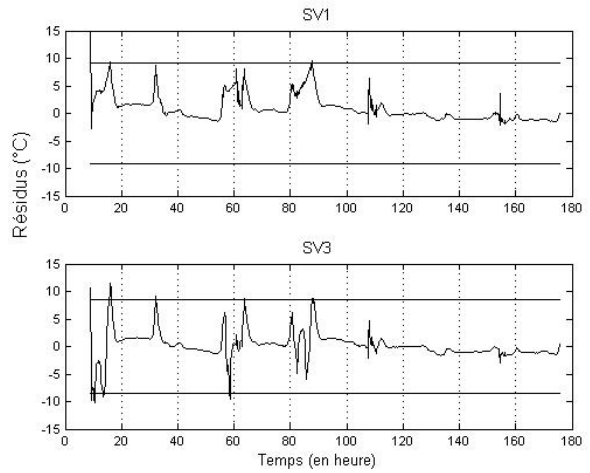


Résidus sur les températures de surface réceptrices des capteurs solaires des systèmes SV1 et SV3 en régime de convection forcée (du 2 au 7 mars 2007)

Résidus des températures d'air et de surface des capteurs solaires pour la période du 20 au 27 février 2007 en convection naturelle



Résidus sur les températures d'air aux 2 coins des systèmes SV2 et SV3 en régime de convection naturelle



Résidus sur les températures de surface réceptrices des capteurs solaires des systèmes SV1 et SV3 en régime de convection naturelle

Annexe IV.2 : Modélisation des phénomènes de transition de phase avec convection naturelle en phase liquide

La prise en compte des réactions endo- et exo-thermique des processus de transition de phase est modélisée ici par la méthode de la capacité effective. Il s'agit de définir une capacité dépendante de la température. La fonction d'évolution de la capacité effective peut être définie directement par l'expérimentation ou bien par une fonction prédéfinie. Peu de différences s'observent suivant les fonctions utilisées [Ahmad, 2004]. Les paramètres à fortes influences sont les plages de fusion ainsi que les enthalpies totales des processus [Halford, 2007]. Ces deux points doivent être correctement définis suivant le type de sollicitation sur le MCP.

Rappel sur la modélisation numérique

La fonction choisie ici a été définie par Kondo (2000), pour simuler les transitions de phase d'un n-Octadécane d'une température de fusion de 25°C sur une plage de 5°C. L'allure de cette fonction étant similaire aux processus généralement observables de stockage et déstockage d'énergie, un modèle l'utilisant a été défini. La fonction a toutefois été élargie pour toute plage de fusion (les pentes étant fonction des plages de manière à respecter l'enthalpie totale de changement d'état : l'air sous la courbe).

La Figure 170 présente la fonction prédéfinie de la capacité effective suivant la température.

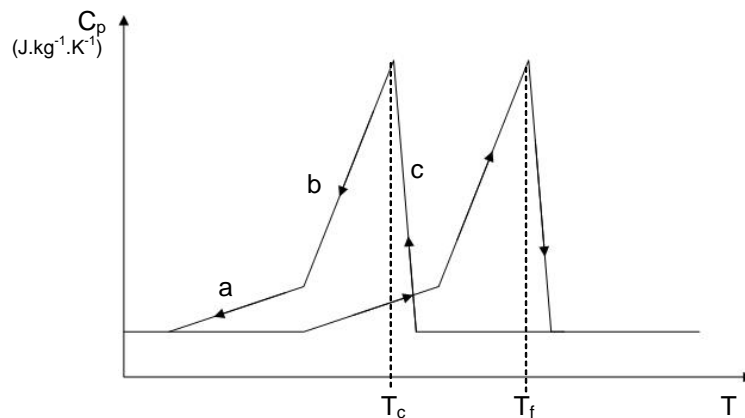


Figure 170 : Evolution de la capacité effective suivant la température dans le processus de transition de phase

3 pentes suffisent à définir l'évolution de la capacité effective suivant la température. Les caractéristiques suivantes doivent être définies pour la simulation : Température de fusion, Hystérésis (décalage entre la température de fusion et la température de cristallisation), plage de fusion et plage de cristallisation.

Intégration de la convection naturelle en phase liquide

Suivant le type de conditionnement et la viscosité de la phase liquide du matériau, les transferts thermiques peuvent être influencés par des mouvements convectifs en phase liquide. Ces mouvements convectifs auront pour effet d'accélérer les transferts de chaleur d'une frontière à l'autre de la phase liquide. La modélisation de la convection naturelle se fait entre

deux nœuds de la discrétisation. Ces nœuds doivent être définis comme étant à l'état liquide à l'instant t et le Rayleigh de la phase liquide totale (basé sur la différence de température entre les frontières de la zone liquide) est utilisé dans la corrélation intégrant les échanges convectifs.

A chaque pas de temps, et indépendamment du calcul de la capacité effective, les nœuds de la discrétisation, suivant leurs températures, sont définis comme étant à l'état « solide » ou « liquide ». Si deux nœuds successifs sont définis à l'état liquide alors leur conductance de liaison sera affectée d'un terme intégrant la convection naturelle. Le processus est schématisé dans la Figure 171.

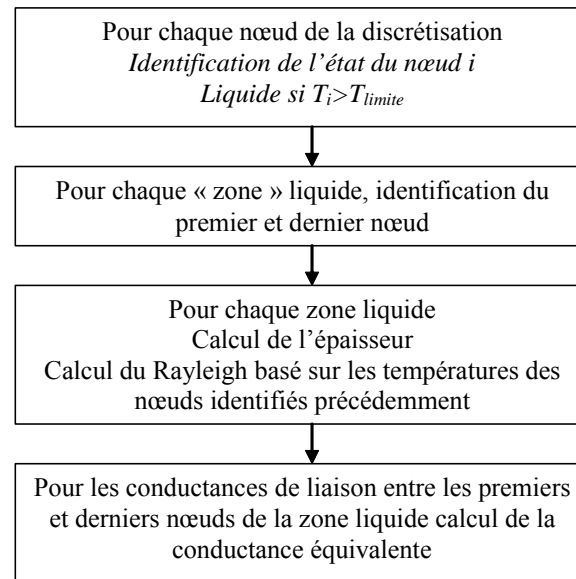


Figure 171 : Processus de calcul des conductances équivalentes avec convection naturelle

Calibrage de différents éléments sur le dispositif expérimental dédié

Plusieurs paramètres, du fait de la modélisation 1D et du dispositif expérimental doivent faire tout d'abord l'objet d'un calibrage.

La surface soumise aux différentes sollicitations est « plaquée » sur l'échangeur à plaque. La conductance de liaison entre la briquette et l'échangeur à plaque doit être définie dans le modèle. Cette conductance fait l'objet d'un premier calibrage, en minimisant les écarts sur les températures mesurées et simulées.

La Figure 172 présente les résultats obtenus avec une conductance de contact de $350 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

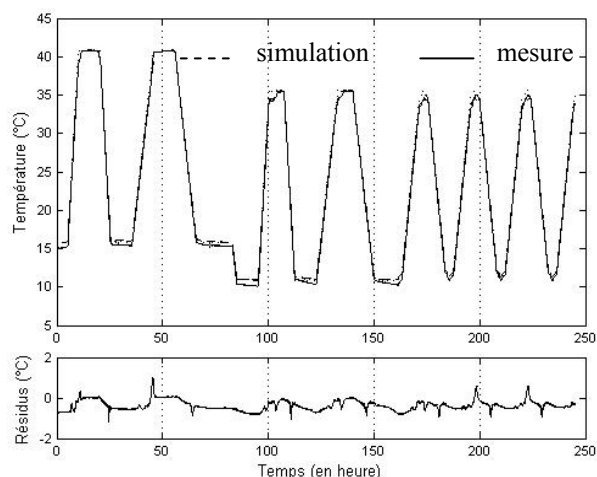


Figure 172 : Température et résidu associés sur la surface amont

Du côté de l'isolant, la conductance de contact entre la brique et le PU se déduit des flux mesurés et simulés. La Figure 173 présente les flux mesurés et simulés avec les résidus associés, sur la surface aval de la brique de MCP en considérant une conductance de contact de $1000\text{W/m}^2/\text{K}$.

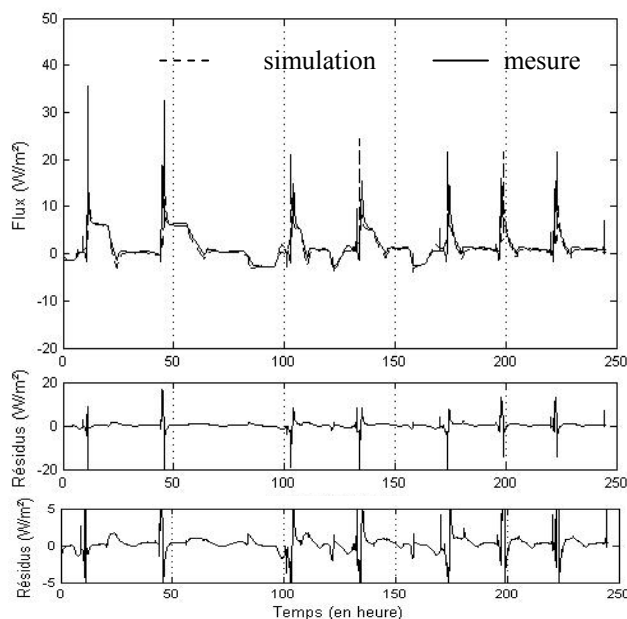


Figure 173 : Flux et résidu associés sur la surface aval (avec zoom sur les résidus)

A l'exception d'écarts, très ponctuels, sur les fortes dynamiques de transition, les résidus des flux restent très faibles (cf. courbe basse : zoom sur les résidus).

Calibrage des éléments de la convection naturelle

Deux paramètres influencent très fortement l'intégration numérique de la convection naturelle : la corrélation choisie pour rendre compte globalement du mouvement convectif sur le transfert de chaleur et l'état dysphasique lors des transitions de phase.

Le calibrage de ces deux éléments fait l'objet des deux paragraphes qui suivent.

Corrélation sur le transfert de chaleur

Des mesures de viscosité dynamique ont été effectuées à l'aide d'un viscosimètre à tube capillaire. La Figure 174 présente un tube à capillaire. Le dispositif est plongé dans un bain thermostaté pour maîtriser les différents régimes de températures. Deux mesures ont été effectuées par température, la valeur retenue est la moyenne des deux. La viscosité du MCP utilisé a été mesurée pour 5 températures différentes : 25, 27, 30, 35 et 40°C. La Figure 175 présente les résultats des mesures.

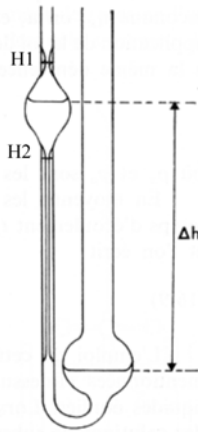


Figure 174 : Tube à capillaire

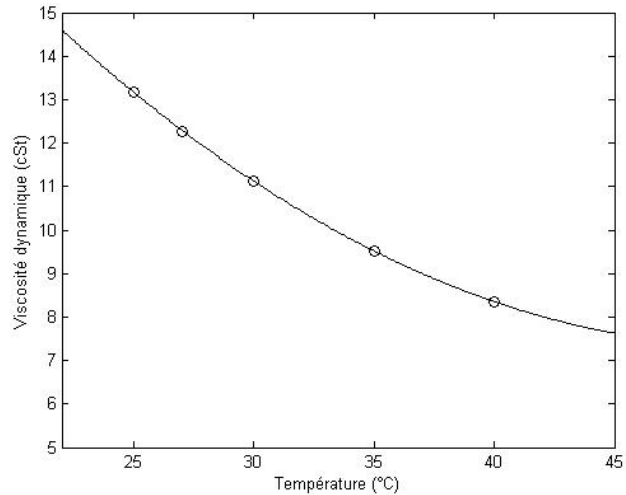


Figure 175 : Viscosité dynamique en phase liquide en fonction de la température

Les mesures de viscosité n'ont pas été faites en dessous de 25°C par crainte d'un changement d'état dans le tube capillaire. La courbe d'interpolation est introduite dans le modèle numérique. La viscosité utilisée dans la définition du Rayleigh est basé sur la température moyenne de la plage liquide à chaque instant et la densité (considérée indépendante de la température de la phase liquide).

Zhang et Bejan (1989) ont proposé une corrélation à partir d'une analyse d'échelle et de mesures expérimentales. Le matériau utilisé était un n-Octadécane dont le nombre de Prandtl en phase liquide est de 52. En considérant seulement la variation de la viscosité dynamique mesurée et présentée précédemment, des nombres de Prandtl beaucoup plus grands, compris de 85 à 133, pour des températures de 40 à 25°C respectivement sont calculés pour ce matériau. Compte tenu de ces écarts (sur le rapport de la diffusivité cinématique sur la diffusivité thermique), le matériau en phase liquide présente une « résistance » plus importante à l'écoulement que celui utilisé par Zhang et Bejan. A défaut d'avoir pu identifier une corrélation adaptée au matériau considéré ici, la corrélation de Zhang et Bejan a fait l'objet d'un calibrage empirique.

La corrélation proposée par Zhang et Bejan s'exprime de la manière suivante :

$$Nu_H = 0.411 \left[\frac{g\beta H^3 \Delta T}{\alpha \nu} \right]^{1/4}$$

Le coefficient 0.411 devant le nombre de Rayleigh a fait l'objet d'un calibrage sur les deux premiers paliers de la série 1 de mesure (cf. Figure 172). Sur ces deux paliers, le dispositif expérimental atteint un régime statique avec le matériau à l'état liquide dans toute la briquette.

Ces deux palier dure environ 5 heures chacun. L'écart de température de part et d'autre de la briquette génère des mouvements convectifs, intégrés dans une résistance équivalente au niveau numérique. Cette résistance équivalente fait l'objet d'un calibrage qui se répercute sur la corrélation présentée précédemment.

La Figure 176 présente le résultat sur les températures à l'aval de la briquette de MCP avec les résidus associés. Les paliers de calibrage se situent respectivement entre le 14^{ième} et la 20^{ième} heure et entre la 48^{ième} et la 55^{ième} heure.

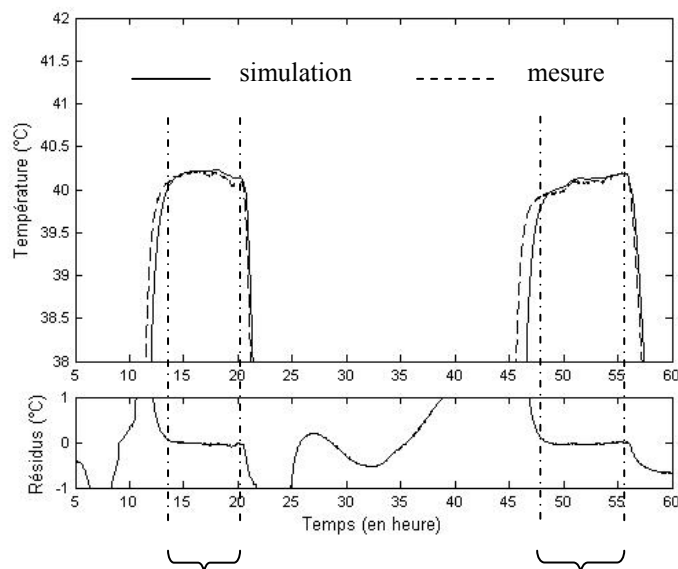


Figure 176 : Température à aval de la briquette de MCP, mesurée et simulée avec les résidus associés

Les résultats du calibrage amènent à proposer la corrélation suivante :

$$Nu_H = 0.09 \left[\frac{g\beta H^3 \Delta T}{\alpha \nu} \right]^{1/4}$$

Cette nouvelle corrélation est utilisée dans toutes les simulations présentée dans le document.

Equilibre dysphasique en transition de phase

La prise en compte de la convection naturelle dans des enceintes fermées, quelques soient les viscosités des matériaux peut s'évaluer expérimentalement comme il l'a été présenté précédemment. L'influence la convection naturelle, au cours des transitions de phase, est beaucoup plus délicate. Dans la modélisation définie ici, il s'agit définir une température limite dans la plage de transition à partir de laquelle le nœud i peut être influencé ou non par des mouvements convectifs (cf. Figure 171). Cette température limite définit l'état de chaque nœud (liquide ou solide) de la discrétisation (cf. Figure 171). Sauf analyse approfondie des processus de transition de phase avec mesure des mouvements en phase liquide par imagerie laser ou autre méthode de visualisation, cette température limite ne peut être évaluée qu'empiriquement de façon à minimiser les résidus sur la température de surface à l'aval de la sollicitation.

La température limite utilisée dans les modélisations présentées dans ce document est définie suivant les plages de transition de phase comme illustrée dans la Figure 177. Cette température est définie dans les simulations présentées, à la jonction des pentes a et b, soit $T_{lim} = T_{ch} - 0.5.p$ avec T_{ch} la température et p la plage de changement d'état.

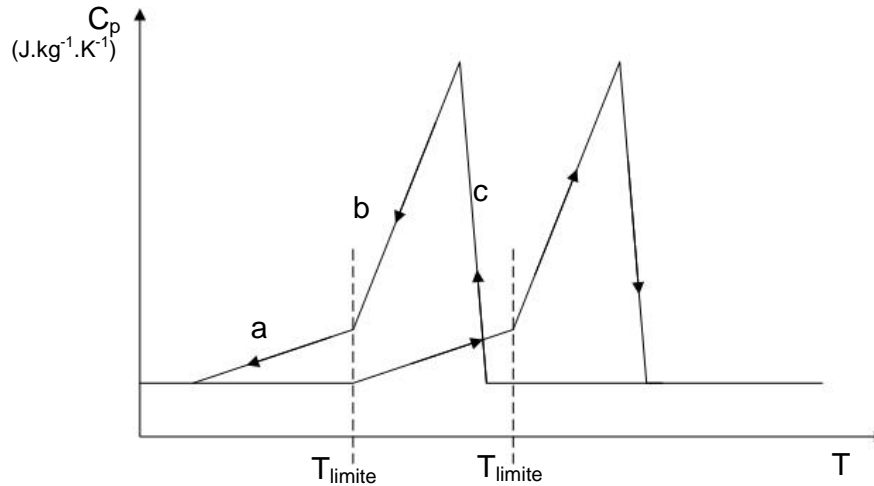


Figure 177 : Définition de la température limite numérique de changement d'état

Conclusion

Cette annexe a présenté le processus numérique de modélisation des phénomènes de transition de phase et plus particulièrement l'intégration des transferts de chaleur sous forme convective en phase liquide. Un dispositif expérimental spécifique a été mis en place, il a nécessité un calibrage sur les conductances de contact. Le processus d'intégration de la convection naturelle a ensuite donné lieu à un calage de la corrélation sur deux paliers en régime statique (la condition d'adiabaticité n'étant rigoureusement respectée, un flux constant permet de déduire la conductance équivalente sur toute l'épaisseur du matériau en phase liquide). Les périodes en présence des deux états nécessitent l'introduction d'un paramètre supplémentaire. Une température limite dans le processus de changement de phase définit l'état du nœud de la discrétisation et la considération ou non de mouvement convectif sur ces conductances de contact avec les nœuds voisins. Cette température limite a été calée de façon à minimiser les résidus sur la température de surface à l'aval des sollicitations pour l'ensemble des mesures présentées dans le document. Un comportement acceptable du modèle est observé sur les différentes sollicitations en considérant toutefois des modifications sur les caractéristiques de transition de phase (températures de fusion et de cristallisation).

Annexe V.1. : Génération de fréquences linéairement indépendantes pour la méthode FAST

Cukier (1975) propose un algorithme pour générer des combinaisons de nombres linéairement indépendants jusqu'à un ordre 4. Cet algorithme a été repris dans toutes les études utilisant la méthode FAST.

Les fréquences w_i sont définies pour un jeu de n paramètres, comme suit :

$$w_1 = \Omega_n$$

$$w_i = w_{i-1} + d_{n+1-i} \quad \text{avec} \quad i = 2, \dots, n$$

Le nombre de simulations nécessaires et définies de la manière suivante [**Saltelli, 1999**] :

$$N = 2Mw_{\max} + 1$$

Les valeurs de Ω_n et d_n sont définies suivant le nombre de paramètre dans le tableau suivant :

Tableau 1 : Paramètres requis pour le calcul de combinaison linéairement indépendante jusqu'à un ordre 4.

Nombre de paramètre (n)	Ω_n	d_n	N	Nombre de paramètre (n)	Ω_n	d_n	N
1		4		26	385	416	16393
2		8		27	157	106	17897
3	1	6	105	28	215	208	19209
4	5	10	185	29	449	328	22745
5	11	20	313	30	163	198	23081
6	1	22	393	31	337	382	26057
7	17	32	697	32	253	88	28441
8	23	40	1001	33	375	348	30121
9	19	38	1289	34	441	186	33433
10	25	26	1641	35	673	140	36777
11	41	56	1977	36	773	170	38597
12	31	62	2345	37	875	284	40873
13	23	46	2777	38	873	568	43129
14	87	76	3657	39	587	302	45385
15	67	96	4105	40	849	438	49697
16	73	60	4921	41	623	410	51593
17	85	86	5497	42	637	248	54985
18	143	126	6649	43	891	448	59001
19	149	134	7705	44	943	388	63001
20	99	112	8377	45	1171	596	67929
21	119	92	9433	46	1225	216	73129
22	237	128	11113	47	1335	100	75737
23	267	154	12377	48	1725	488	79657
24	283	196	13737	49	1663	166	83065
25	151	34	14249	50	2019		87241

Annexe V.2. : Résultats des analyses de sensibilité sur les températures radiantes moyennes

Régime de convection forcée

Période hivernale

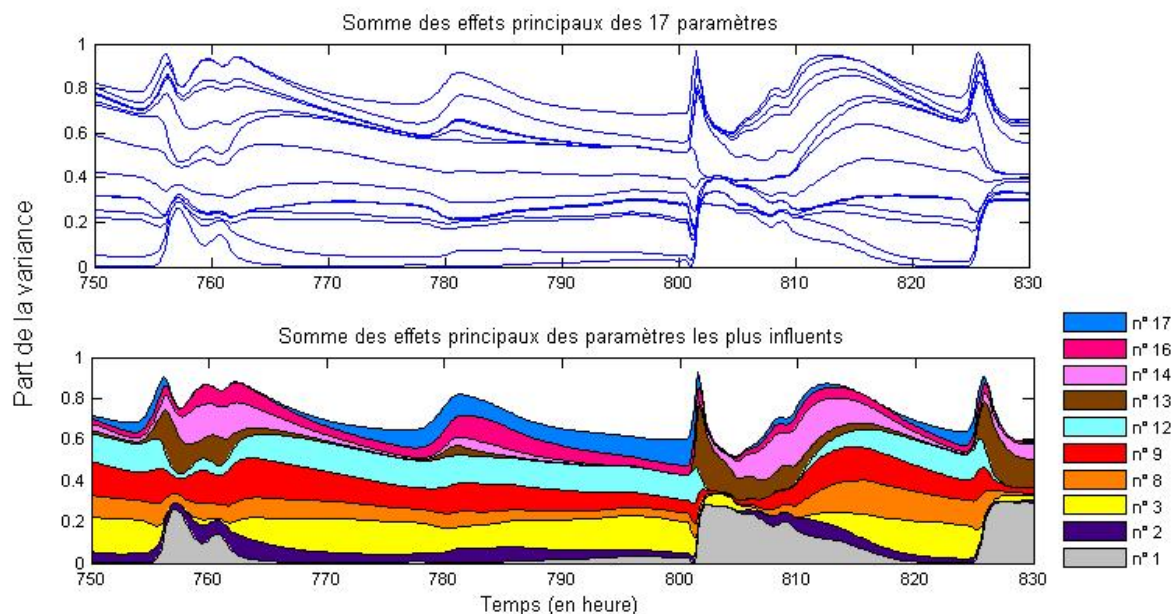


Figure 178 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne.

Période estivale

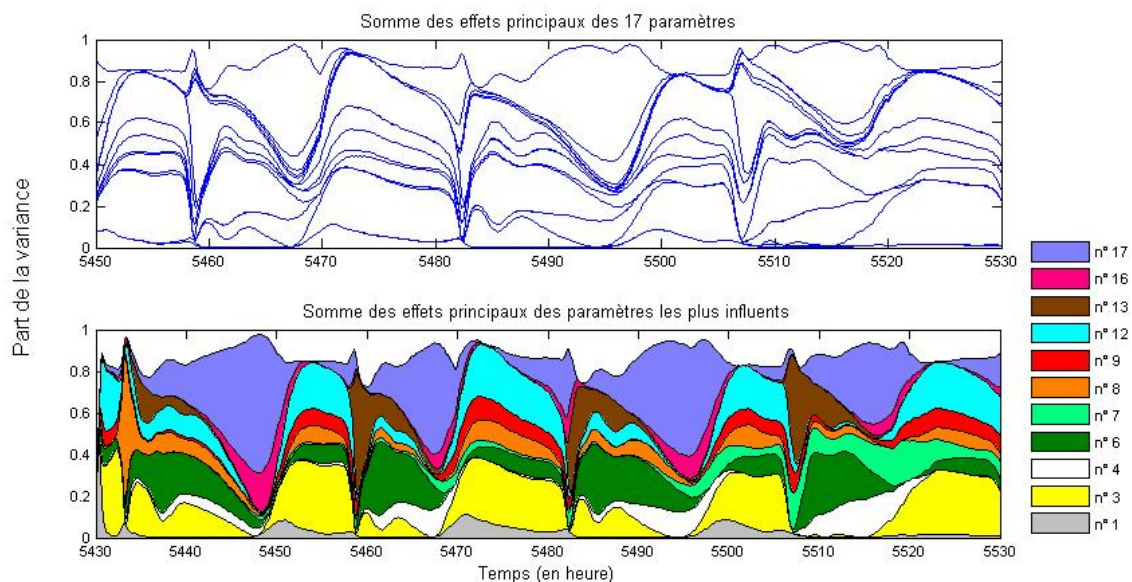


Figure 179 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne.

Régime de convection naturelle

Période hivernale

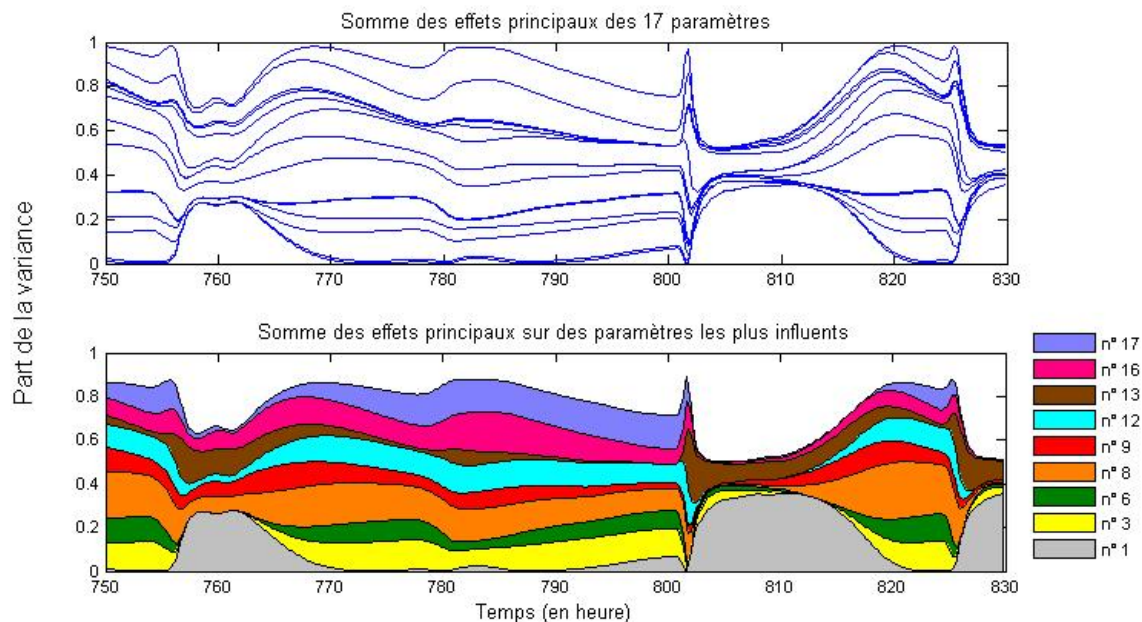


Figure 180 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne.

Période estivale

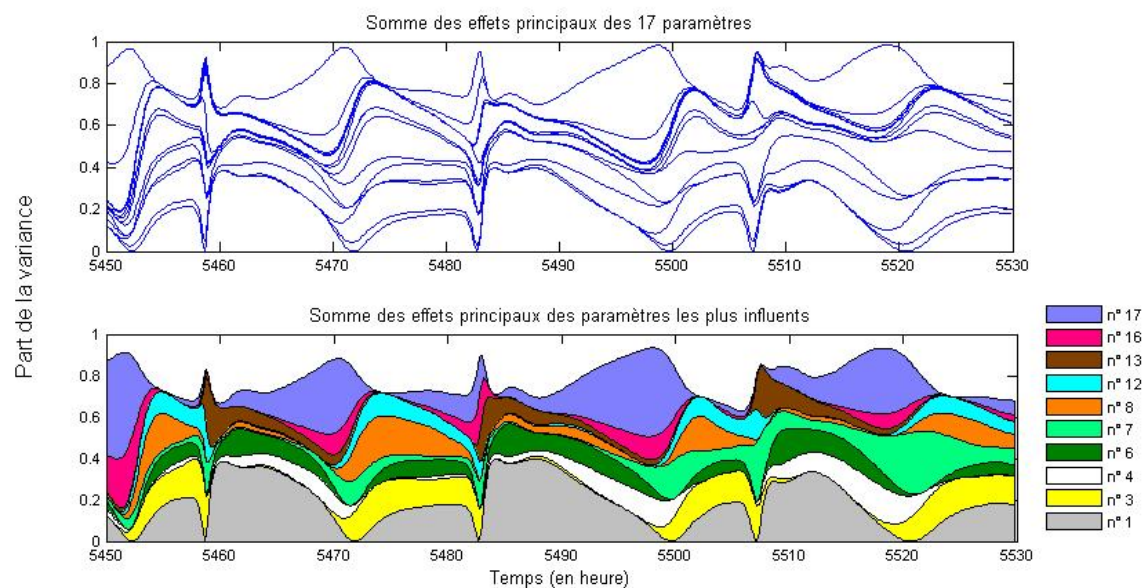


Figure 181 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% de la variance à un instant donné de la période (en bas) sur la température radiante moyenne.

Annexe V.3. : Analyse de sensibilité en intégrant les matériaux à changement de phase

Des résultats d'AS dans les mêmes conditions que celles sans MCP (cf. Chapitre V) sont présentés en intégrant les transitions de phase des matériaux sur les panneaux Nord et Sol du système. Les matériaux à changement de phase ont les mêmes caractéristiques que ceux utilisés dans la cellule expérimentale (cf. Chapitre III). Afin de ne pas augmenter la taille des échantillons nécessaires, les 4 paramètres identifiés comme les moins influents sur la configuration sans MCP ont été remplacés par les caractéristiques de transition de phase. Le Tableau 31 présente les paramètres liés au MCP intégrés dans l'analyse de sensibilité.

Tableau 31 : Paramètres étudiés dans l'analyse de sensibilité intégrant les MCP

N°	Paramètre X_i	Valeur de base	Taux de variation	w_i
5	Température de fusion (%)	24.6	+/- 1°C	363
10	Hystérésis	3	10 %	585
11	Plage de fusion	3	10 %	617
15	Plage de cristallisation	3	10 %	675

Seuls les résultats sous un régime de convection forcée sont présentés. L'objectif de cette annexe est de montrer la très forte influence des caractéristiques de transition de phase selon les plages d'évolution des sorties considérées.

Conditions hivernales

Les résultats des analyses de sensibilité intégrant des MCP sont étendus de 10h par rapport aux résultats présentés dans le corps de la thèse. Ceci afin d'intégrer le dernier jour de la période qui présente un fort taux d'ensoleillement.

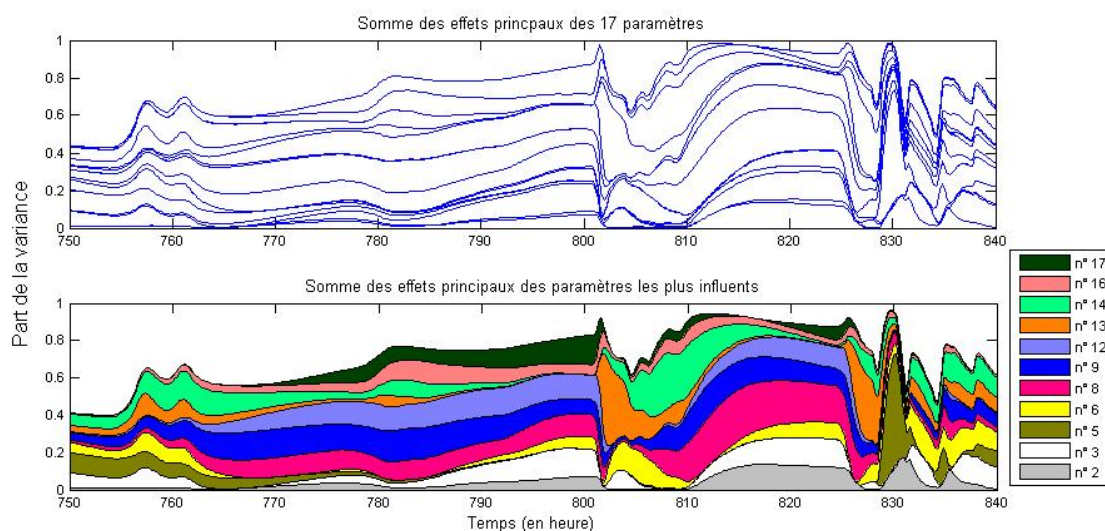


Figure 182 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.

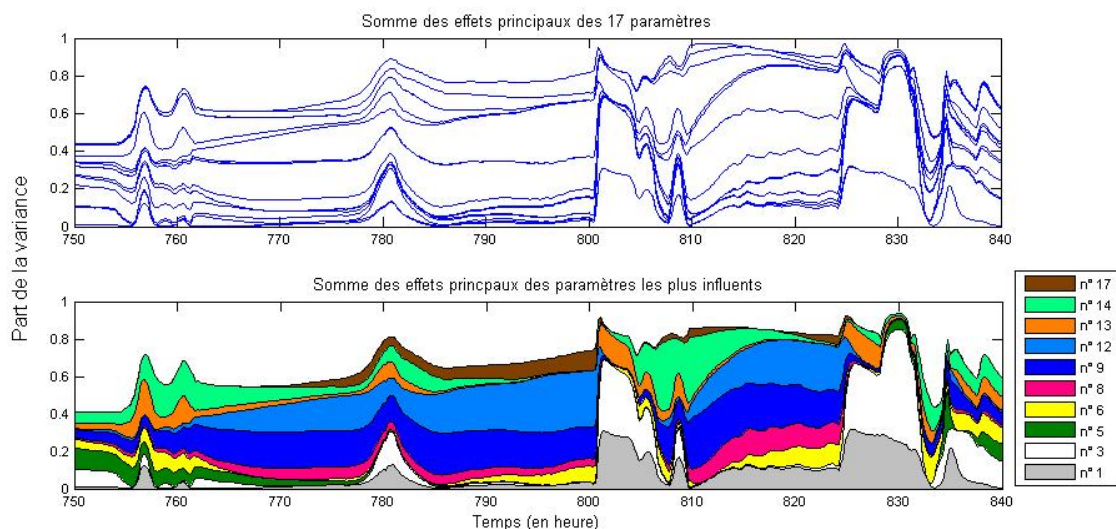


Figure 183 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

Sur les Figure 182 et Figure 183, malgré de très fortes interactions en début de période, une répartition relativement homogène de l'influence des paramètres est observée. Des profils similaires sont identifiés sous le régime de convection forcée avec des matériaux inertes (cf. Chapitre V). Seul aux alentours de la 830^{ème} heure, la température de fusion (paramètre n° 5) se distingue nettement en considérant la température du volume intérieur. Cette période correspond à un fort taux d'ensoleillement qui permet le passage d'une température très voisine du seuil de transition de phase (température de fusion). La Figure 184 présente l'évolution de la température du volume intérieur (avec tous les paramètres à leur valeur de base) ainsi que la plage de fusion (trait pointillés).

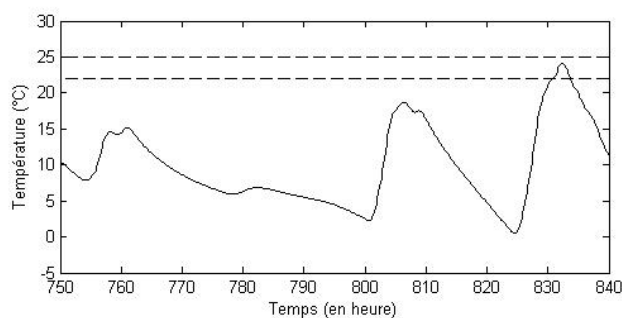


Figure 184 : Evolution de la température du volume intérieur sur la période hivernale de l'AS

Conditions estivales

Les résultats de l'analyse de sensibilité sur une période estivale, toujours en convection forcée sont présentés ci-dessous. De très fortes interactions sont observées, expliquant jusqu'à 95% de la variance totale.

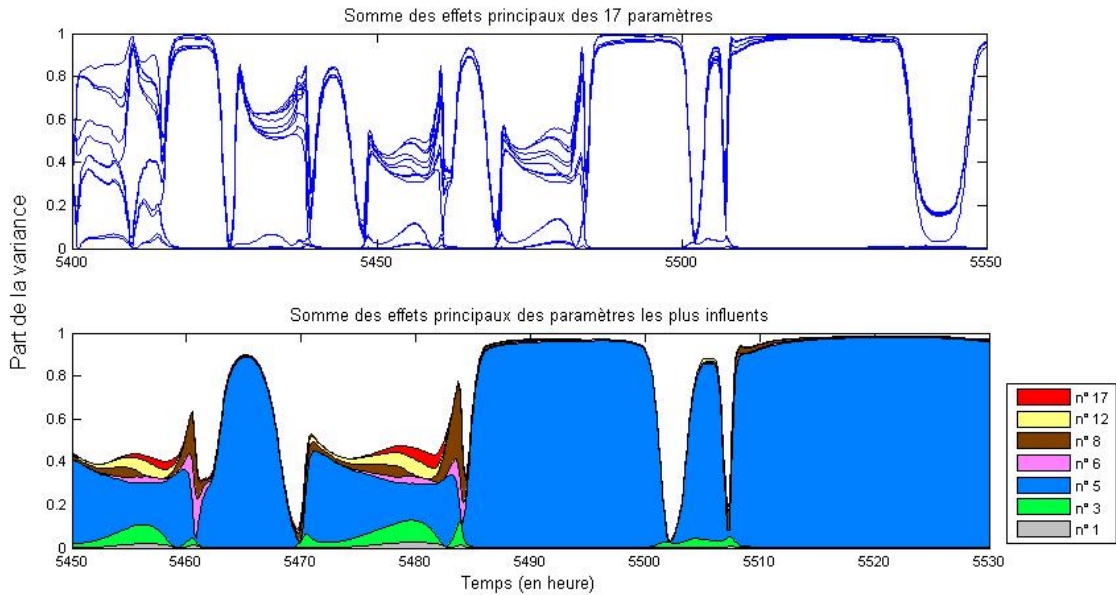


Figure 185 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température du volume intérieur.

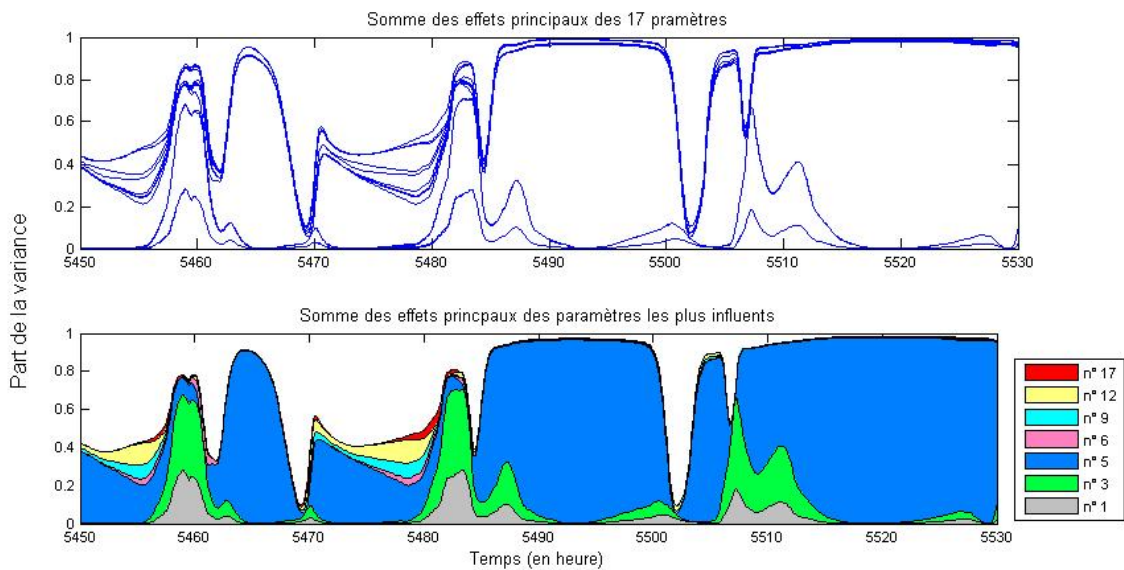


Figure 186 : Effets principaux cumulés des 17 paramètres (en haut) et des paramètres expliquant plus de 10% à un instant donné de la période (en bas) sur la température d'air en entrée de capteur solaire.

La température de fusion (paramètre n° 5) explique la totalité de la variance sur certaines périodes et reste le paramètre le plus influent sur les deux sorties considérées (des répartitions similaires sont observées sur la température radiante). Cette répartition s'explique en considérant l'évolution de la température du volume intérieur sur cette période. En effet, cette dernière évolue dans une plage de température qui correspond à la plage de changement d'état. Tout changement sur le seuil de déclenchement de la transition de phase (gouverné par la température de fusion) se répercute instantanément sur le système global. La Figure 187 présente l'évolution de la température intérieure ainsi que la plage de fusion (traits pointillés).

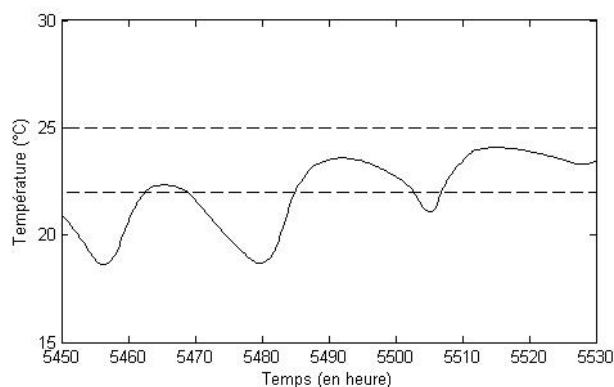


Figure 187 : Evolution de la température du volume intérieur sur la période estivale de l'AS

II.2.3.3. Conclusion

Les résultats de l'analyse de sensibilité en intégrant les transitions de phase font apparaître une influence considérable de la température de fusion (qui varie de 1°C autour de sa valeur de base : 24.6°C). Les caractéristiques des modèles étant fixes pour un type de matériaux, le franchissement du seuil de transition (température de fusion) entraînent directement un changement de comportement considérable. Les conclusions de l'analyse de sensibilité intégrant des matériaux à changement de phase sont difficilement exploitables du fait de la très forte dépendance des résultats de l'analyse aux plages de variation des sorties considérées. Les résultats présentés pour la période hivernale sont proches de ceux présentés pour des matériaux inertes du fait des évolutions des sorties considérées en dehors des plages de transition de phase.

Les analyses de sensibilité intégrant des matériaux à changement de phase devraient couvrir des périodes beaucoup plus importantes. L'influence des caractéristiques de changement d'état pourrait être ainsi quantifiée dans le temps.

Annexe V.4. : Apports de la ventilation sur les consommations énergétiques en incluant les consommations des ventilateurs

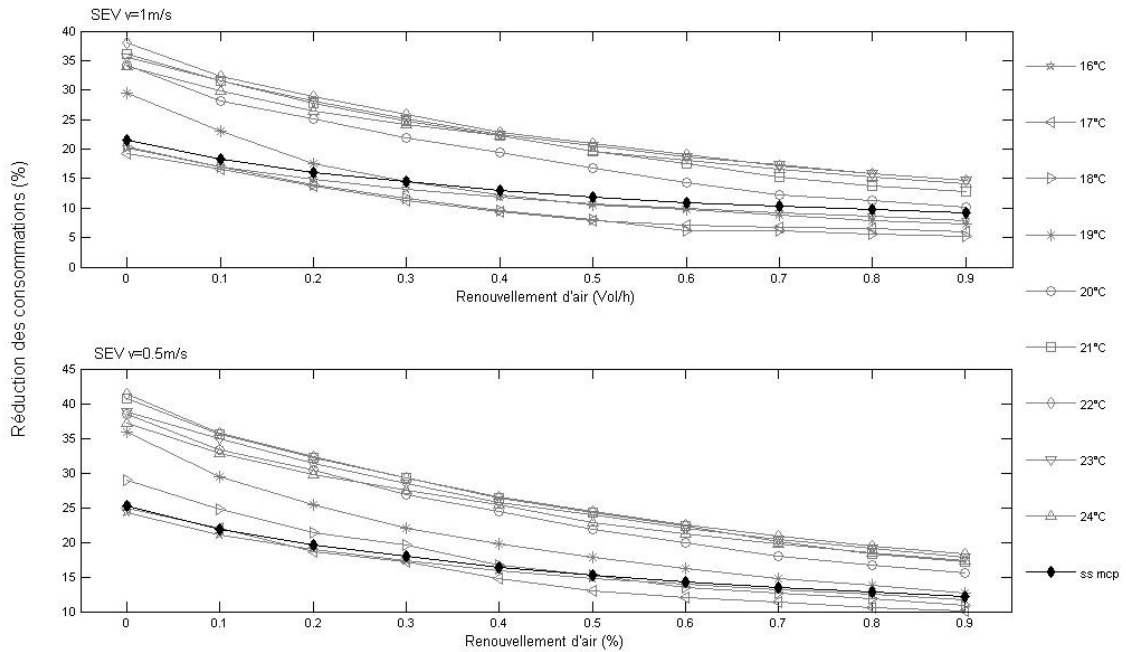


Figure 188 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Grenoble, ép. : 1 cm).

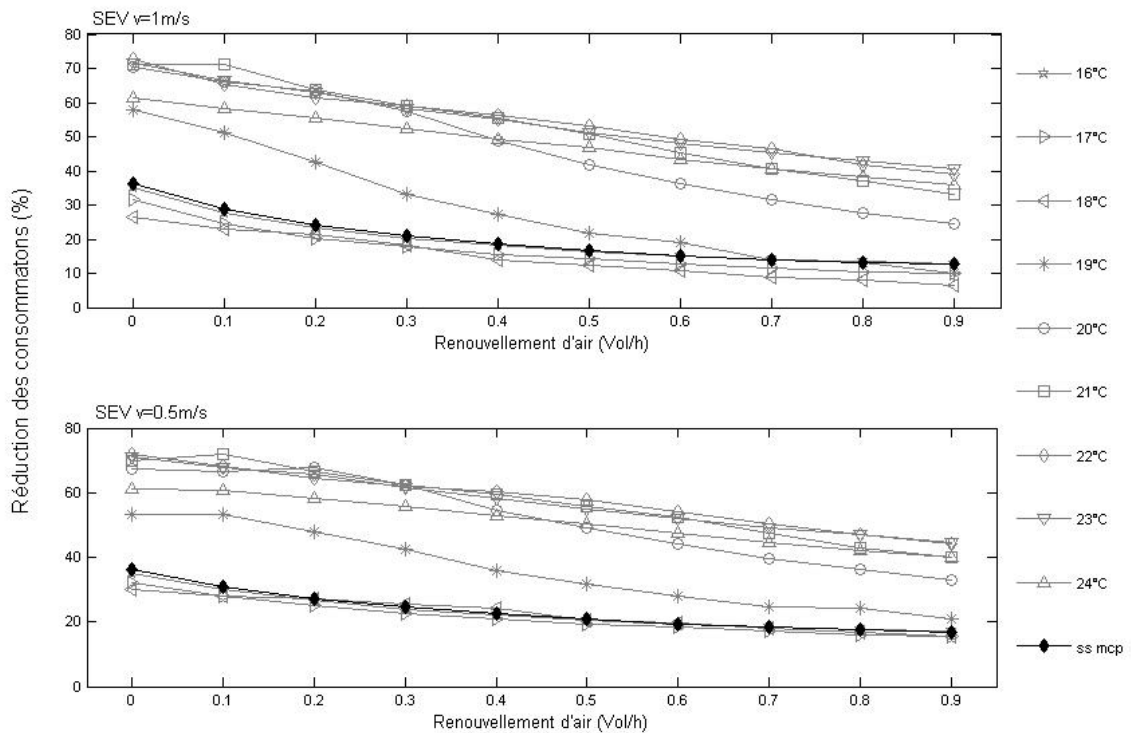


Figure 189 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant le taux de renouvellement d'air pour les trois régimes de convection (Nice, ép. : 1 cm).

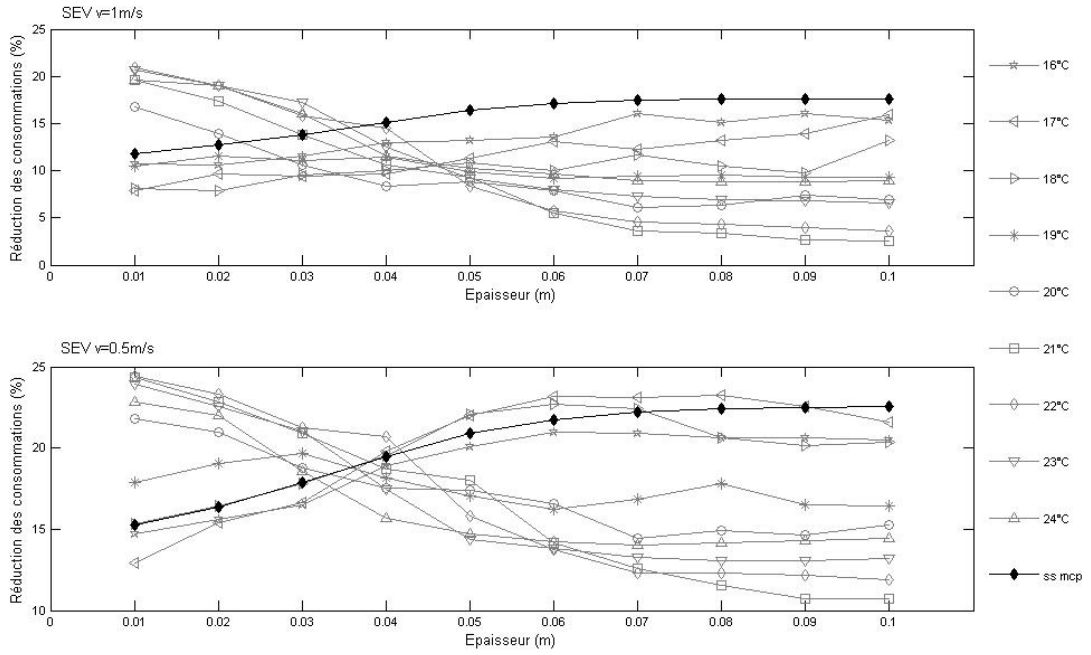


Figure 190 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h).

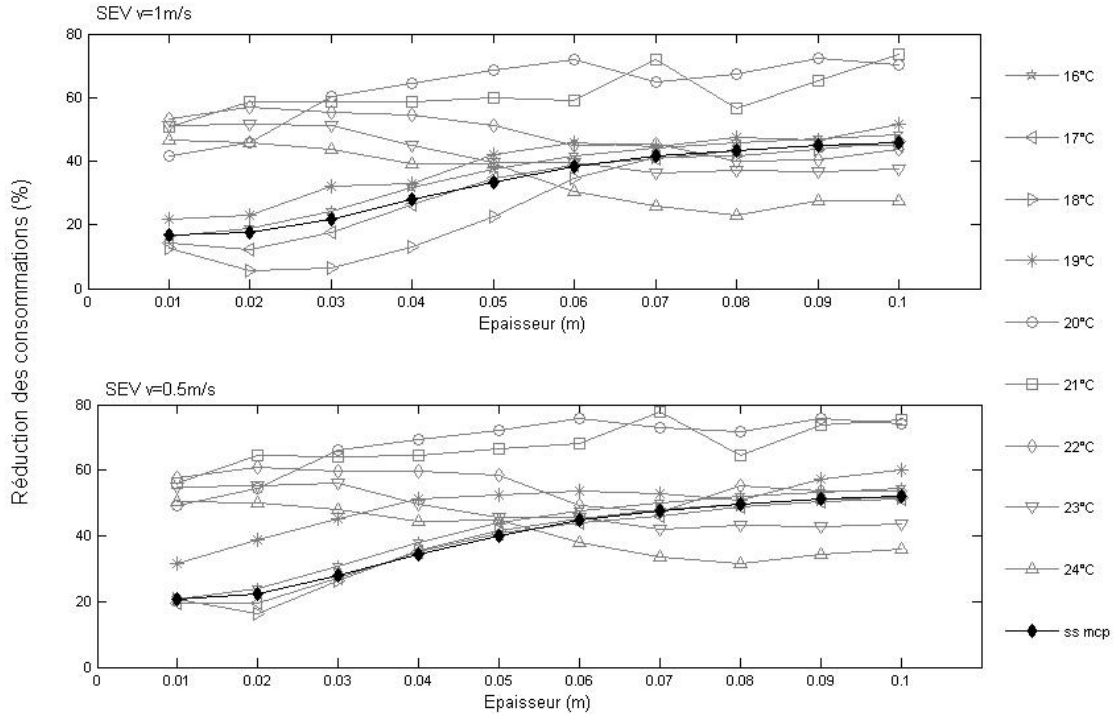


Figure 191 : Apports de la ventilation sur les besoins énergétiques en incluant la consommation des ventilateurs suivant l'épaisseur des panneaux d'inertie pour les trois régimes de convection (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

Annexe V.5. : Caractéristiques des variables liées au confort thermique intérieur suivant les épaisseurs des panneaux d'inertie

Période hivernale

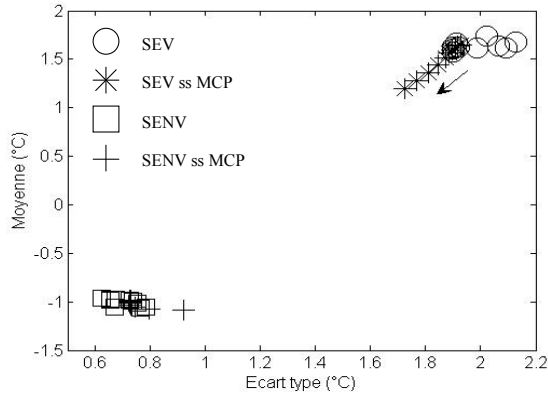


Figure 192 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

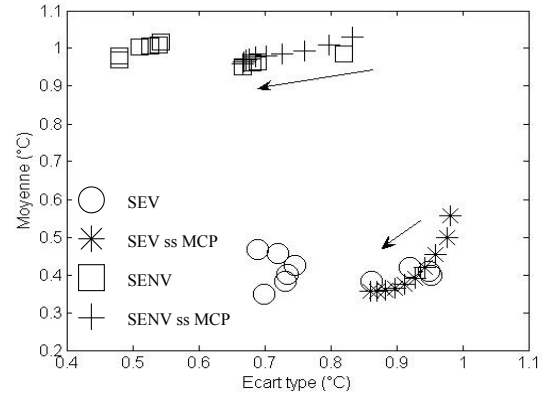


Figure 193 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

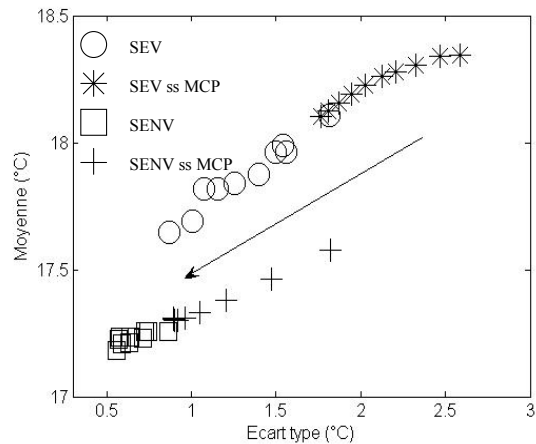


Figure 194 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

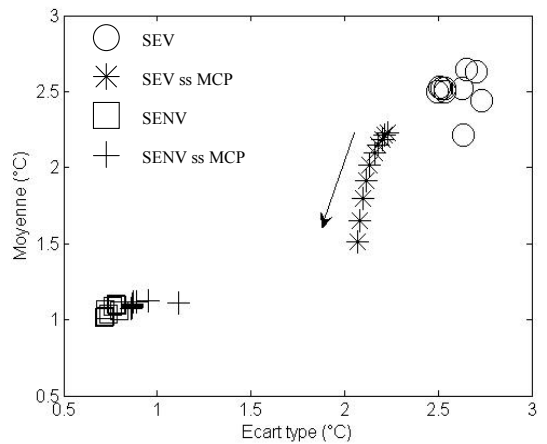


Figure 195 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

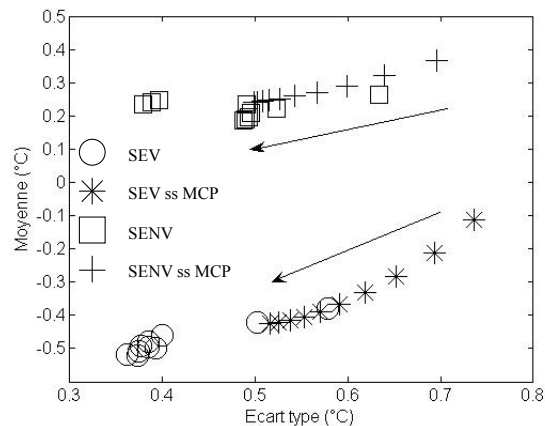


Figure 196 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

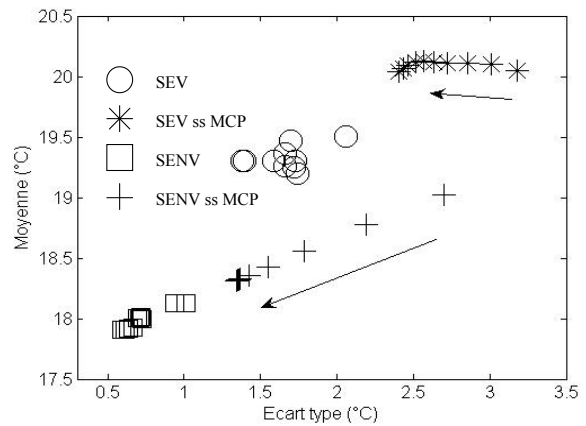


Figure 197 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

Période Estivale

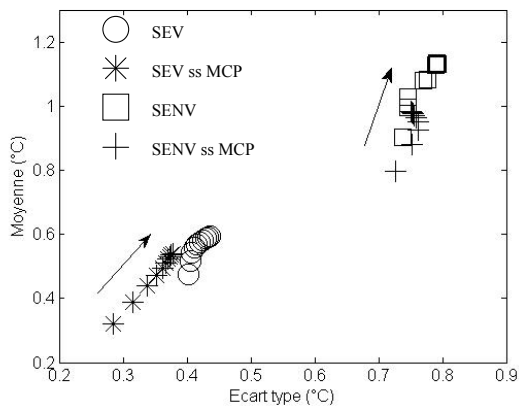


Figure 198 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

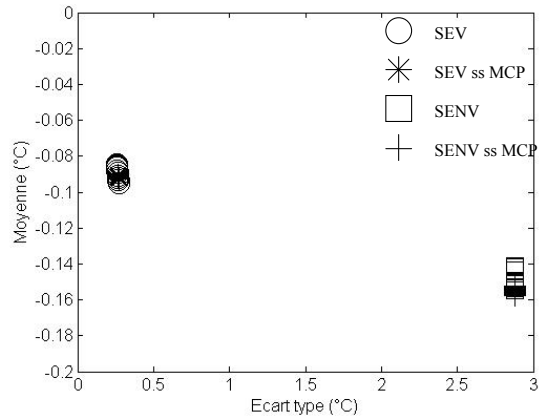


Figure 199 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

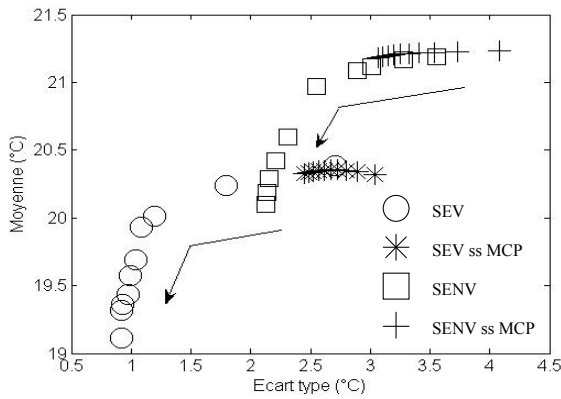


Figure 200 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

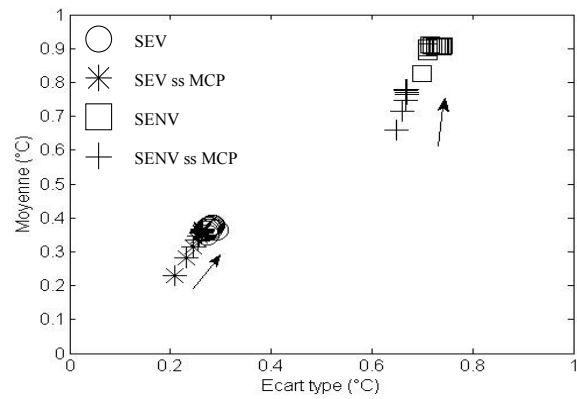


Figure 201 : Caractéristiques des asymétries des températures de surface en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

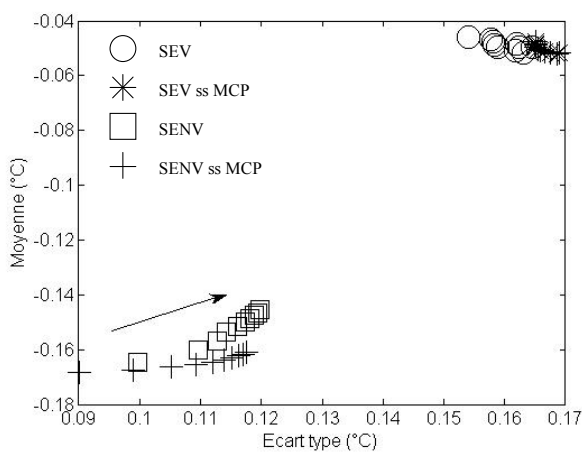


Figure 202 : Caractéristiques de $T_{int} - T_{rad}$ en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

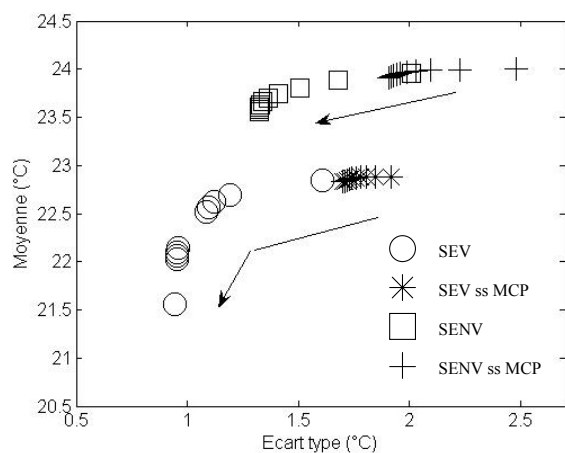


Figure 203 : Caractéristiques de la température résultante sèche en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

Annexe V.6. : Représentation pour identifier les types de MCP optimum

Période hivernale

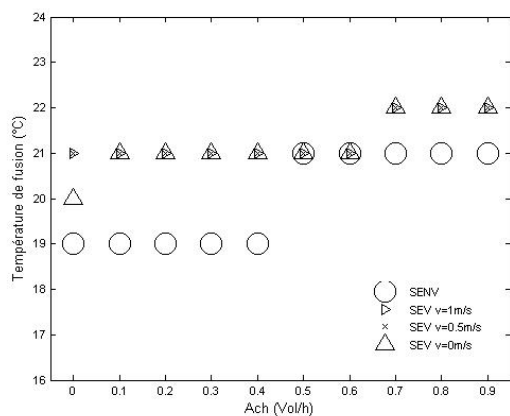


Figure 204 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction du taux de renouvellement d'air (Grenoble, ép. : 1cm)

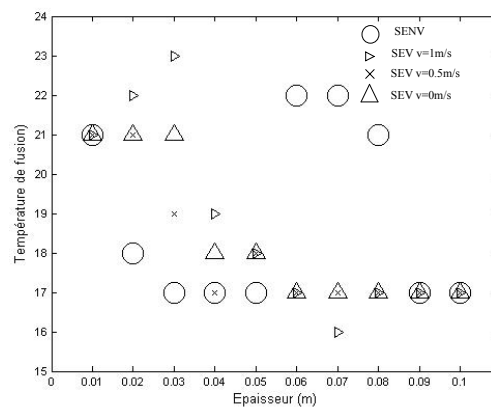


Figure 205 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Grenoble, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

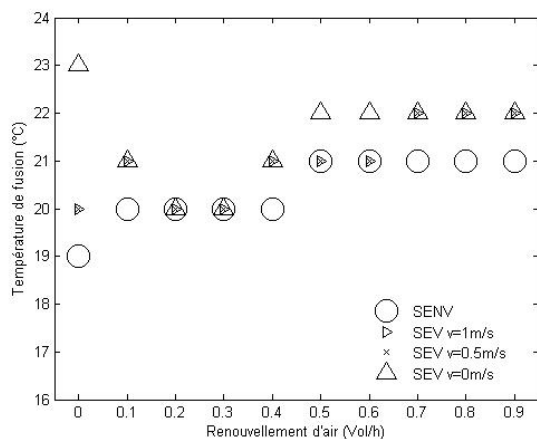


Figure 206 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction du taux de renouvellement d'air (Nice, ép. : 1cm)

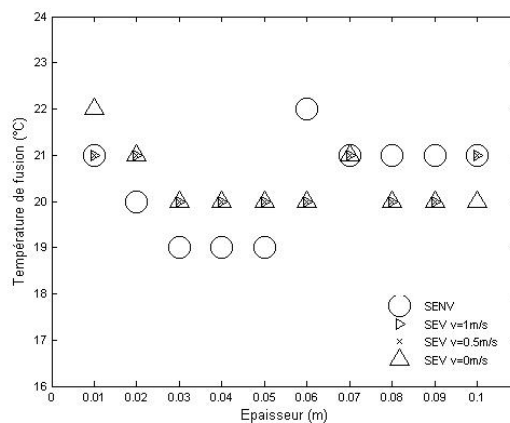


Figure 207 : Température de fusion minimisant les consommations énergétiques en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie (Nice, tx. d'air : 0,5 Vol/h)

Période Estivale

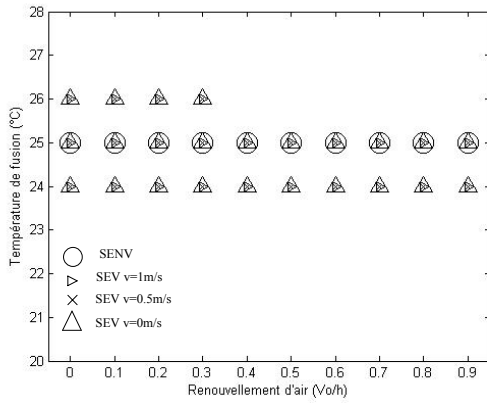


Figure 208 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour le climat de Grenoble

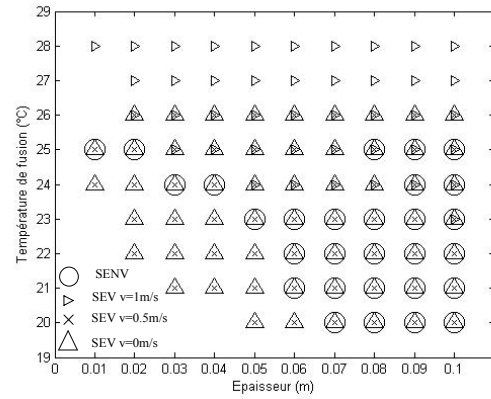


Figure 209 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le climat de Grenoble

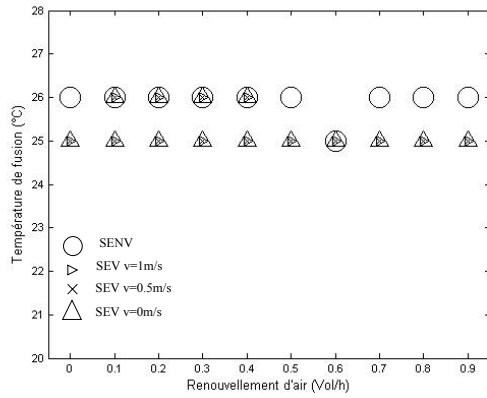


Figure 210 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction du taux de renouvellement d'air pour le climat de Nice

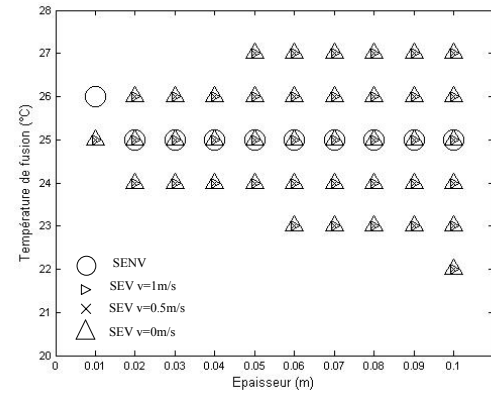


Figure 211 : Température de fusion minimisant les heures de surchauffe en fonction de l'épaisseur des panneaux d'inertie pour le climat de Nice