

Ecole Nationale
d'Ingénieurs de Monastir



Laboratoire d'études des
systèmes thermiques et
énergétiques



Université de
Monastir



THÈSE

Présentée pour l'obtention du grade de :

**DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE D'INGÉNIEURS
DE MONASTIR**

Spécialité : Génie énergétique

Année Universitaire : 2021/2022

Par :

Sahar BEN ROMDHANE

Née le 17/02/1995 à Sousse

**Modélisation et simulation numérique d'un mur
passif intégrant un matériau à changement de phase**

Présentée et soutenue le 21/06/2022 devant le jury d'examen :

Pr. Abdallah MHIMID	Université de Monastir	Président
Pr. Philippe BOURNOT	Université d'Aix Marseille	Rapporteur
Pr. Mourad BOUTERAA	Université de Tunis El-Manar	Rapporteur
Pr. Nejla MAHJOUR SAID	Université King Khalid	Membre
Pr. Abdelmajid JEMNI	Université de Monastir	Membre

Ecole Nationale
d'Ingénieurs de Monastir



Laboratoire d'études des
systèmes thermiques et
énergétiques



Université de
Monastir



THÈSE

Présentée pour l'obtention du grade de :

***DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE D'INGÉNIEURS
DE MONASTIR***

Spécialité : GENIE ENERGETIQUE

Année Universitaire : 2021/2022

Par :

Sahar BEN ROMDHANE

Née le 17/02/1995 à Sousse

**Modélisation et simulation numérique d'un mur
passif intégrant un matériau à changement de phase**

Soutenue le --/--/20-- devant le jury d'examen :

" Ce n'est pas parce que les choses sont difficiles que nous n'osons pas, c'est parce que nous n'osons pas qu'elles sont difficiles."

Sénèque

Dédicaces

Remerciements

*"Toute histoire a une fin, mais dans
la vie chaque fin annonce un nouveau départ."*

Christian bobin

TABLE DES MATIÈRES

NOMENCLATURES ET ABRÉVIATIONS	viii
LISTE DES FIGURES.....	xi
LISTE DES TABLEAUX	xviii
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
CHAPITRE I : ETAT DE L'ART SUR LES MCP	4
I.1. Introduction.....	4
<i>Mur solaire non ventilé</i>	<i>4</i>
<i>Mur TROMBE.....</i>	<i>6</i>
<i>Mur TROMBE isolé</i>	<i>7</i>
<i>Mur solaire composite</i>	<i>7</i>
I.2. Stockage thermique	8
I.2.1. Chaleur sensible	8
I.2.2. Chaleur latente.....	10
I.2.3. Chaleur thermochimique	12
I.3. Matériaux à Changement de Phase.....	13
I.3.1. MCP organiques	15
I.3.1.1. Paraffines.....	15
I.3.1.2. Acides gras.....	16
I.3.2. MCP inorganiques	17
I.3.2.1. Hydrates de sels.....	17
I.3.2.2. Sels.....	18
I.3.2.3. Métaux	18
I.3.3. MCP eutectiques	19
I.3.4. Comparaison des MCP.....	19
I.4. Critères de choix des MCP.....	22
I.5. Conditionnement des matériaux	23
I.5.1. Micro-encapsulation	23
I.5.2. Macro-encapsulation	24
I.6. Applications des MCP	25

I.7. Revues sur l'intégration des MCP	27
I.8. Conclusion	52
CHAPITRE II : Mur Trombe sans MCP	53
II.1. Introduction.....	54
II.2. Géométrie étudiée	54
II.3. Simulation numérique.....	57
II.3.1. Méthodologie.....	57
II.3.2. Grille de calcul.....	58
II.3.3. Hypothèses, conditions initiales et aux limites.....	58
II.3.4. Formulations mathématique	59
II.3.5. Paramètres du solver.....	60
II.3.6. Validation du modèle	61
II.4. Résultats et discussions	63
II.4.1. Etude des cas.....	63
II.4.1.1. 1 ^{er} cas (8 Décembre)	63
II.4.1.2. 2 ^{ème} cas (8 Avril).....	73
II.4.1.3. 3 ^{ème} cas (8 Août).....	79
II.4.2. Fonctionnement du mur Trombe avec un isolant	86
II.4.3. Analyse paramétrique.....	100
II.4.3.1. Épaisseurs du mur Trombe.....	101
II.4.3.2. Dimensions des ouïes.....	103
II.4.3.3. Epaisseurs de la lame d'air	104
II.5. Conclusion	107
CHAPITRE 3 : MODÉLISATION MATHÉMATIQUE DU PHÉNOMÈNE DU CHANGEMENT DE PHASE SOLIDE - LIQUIDE.....	108
III.1. Introduction.....	109
III.2. Théorie du changement de phase solide-liquide.....	109
III.3. Méthodes numériques	111
III.3.1. Méthode à maillage mobile	111
III.3.2. Méthode à maillage fixe.....	112
III.3.2.1. Méthode du <i>cp</i> apparent.....	112
III.3.2.2. Méthode enthalpique	113
III.4. Modélisation mathématique pour le cas bidimensionnel.....	114

III.4.1. Géométrie du problème.....	114
III.4.2. Hypothèses.....	115
III.4.3. Equations.....	116
III.4.4. Conditions aux limites.....	117
III.4.5. Adimensionnement.....	118
III.4.6. Validation du modèle.....	119
III.4.6.1. Validation 1 : Fusion du gallium.....	119
III.4.6.2. Validation 2 : Fusion du MCP 27.....	125
III.5. Conclusion.....	131
CHAPITRE 4 : ETUDE NUMÉRIQUE D'UN MUR PASSIF INTÉGRANT DES MCP.....	132
IV.1. Introduction.....	133
IV.2. Caisson intégrant une maquette de mur solaire à MCP.....	133
IV.2.1. Description du montage.....	133
IV.2.2. Principe de fonctionnement du mur solaire à MCP.....	136
IV.2.3. Etude numérique.....	137
IV.2.4. Résultats obtenus.....	140
IV.3. Mur intégrant des MCP.....	146
IV.3.1. Description du montage.....	146
IV.3.2. Etude numérique.....	150
IV.3.3. Résultats obtenus.....	150
IV.4. Etude paramétrique.....	157
IV.4.1. Epaisseurs de la lame d'air fermée.....	158
IV.4.2. Epaisseurs de la lame d'air ouverte.....	160
IV.4.3. Epaisseurs du mur à MCP.....	161
IV.4.4. Matériaux.....	163
IV.5. Conclusion.....	165
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	166
Références bibliographiques.....	168

NOMENCLATURES ET ABRÉVIATIONS

Symboles	Signification	Unité
A	Section de la lame d'air	m^2
c	Capacité calorifique massique	$J/kg.K$
f_l	Fraction liquide	-
g	Gravité	m/s^2
ΔH	Chaleur sensible	kJ/kg
L	Chaleur latente de fusion	kJ/kg
L_x	Largeur de l'enceinte	m
L_y	Hauteur de l'enceinte	m
m	Masse du corps	Kg
P	Pression du fluide	N/m^2
Q	Quantité de chaleur stockée	J
\dot{q}	Source de chaleur	$J/(m^3/s)$
R	Rapport de forme de l'enceinte (L_x/L_y)	-
T	Température	K
t	Temps	s
$\Delta\tau$	Pas de temps	s
u_i	Vitesse d'écoulement dans la direction x_i	m/s
V_{air}	Vitesse de l'air	m/s

x_i	Coordonnées spatiales	m
Φ	Flux thermique global échangé	W/m ²

Symboles Grecs	Signification	Unité
α	Diffusivité	m ² /s
β	Coefficient de dilatation thermique	1/K
λ	Conductivité thermique	W/m. K
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s
ρ	Densité	kg/m ³
θ	Température adimensionnée	-
Δ	Variation	-

Nombres adimensionnels	Signification
Ra	Nombre de Rayleigh
Ste	Nombre de Stefan
Pr	Nombre de Prandtl

Indices	Signification
aM	Mesure à mi-hauteur de la lame d'air
eM	Mesure à mi-hauteur du côté extérieur du mur à MCP
eH	Mesure à mi-hauteur du côté extérieur du mur à MCP
eB	Mesure en partie basse du côté extérieur du mur à MCP

<i>F</i>	Fusion
<i>iM</i>	Mesure à mi-hauteur du côté intérieur du mur à MCP
<i>iB</i>	Mesure en partie basse du côté intérieur du mur à MCP
<i>iH</i>	Mesure à mi-hauteur du côté intérieur du mur à MCP
<i>l</i>	Phase liquide
LAF	Lame d'air fermée
<i>oh</i>	Mesure au niveau de l'ouïe haute
<i>ob</i>	Mesure au niveau de l'ouïe basse
<i>ouïe_{haute}</i>	Niveau d'ouïe haute
<i>ouïe_{basse}</i>	Niveau d'ouïe basse
<i>recupérée</i>	Puissance récupérée
<i>s</i>	Phase solide
<i>W</i>	Relatif à la paroi
<i>0</i>	Condition initiale

Abréviations	Signification
MCP	Matériau à Changement de Phase
BBC	Bâtiment à Basse Consommation
STpre	Préprocesseur
STsolver	Solver
STpost	Postprocesseur
VF	View Factor

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I. 1 : Mur solaire non-ventilé.	4
Figure I. 2 : Mur TROMBE.	6
Figure I. 3 : Mur TROMBE isolé.	7
Figure I. 4 : Mur solaire composite.	7
Figure I. 5 : Différentes techniques de stockage de l'énergie thermique [1].	9
Figure I. 6 : Différents types de stockage souterrain par chaleur sensible [4].	10
Figure I. 7 : Changement d'état dans un diagramme température-enthalpie [3].	11
Figure I. 8 : Principe de fonctionnement des matériaux à changement de phase [7].	13
Figure I. 9 : Classification des matériaux de stockage de l'énergie [2].	15
Figure I. 10 : Comparaison des MCP en fonction de leur température de fusion et leur chaleur latente: (a) Classement par famille [21], (b) Quelques exemples de composés [22].	20
Figure I. 11 : Coût par rapport à la température de fusion des différents MCP [22].	22
Figure I. 12 : Schéma des différents types de micro-encapsulation [26].	23
Figure I. 13 : Différentes formes de macro-encapsulation [28].	25
Figure I. 14 : Equivalence thermique de quelques parois de différentes épaisseurs en fonction de leurs matériaux [29].	26
Figure I. 15 : Système proposé par Turpenny et al. [40].	29
Figure I. 16 : Système proposé par Yanbing et al. [42].	30
Figure I. 17 : (a) Cellule test contenant du MCP, (b) Panneau de PVC, (c) Vue externe des cellules tests [5].	30
Figure I. 18 : Evolution des températures intérieures des deux cellules [5].	31
Figure I. 19 : Echangeur de chaleur de Belen Zalba et al. [43].	32
Figure I. 20 : Système proposé par Takeda et al. [44,45].	32
Figure I. 21 : Arrangement de MCP- graphite réalisé par Marin et al. [46].	33
Figure I. 22 : Système proposé par Nagano et al. [48].	34
Figure I. 23 : (a) MCP contenu dans le sac en film de polyéthylène, (b) Disposition des couches de MCP, (c) Stades particuliers du processus de fusion, (d) Stades particuliers du processus de solidification.	35

Figure I. 24 : Structure de toit intégrée à un MCP.	37
Figure I. 25 : Des capsules utilisés par Lazaro et al. (a) Pochettes, (b) Panneaux plats.....	38
Figure I. 26 : Résultats concernant l'énergie stockée et déstockée au cours d'une journée en fonction de l'épaisseur de MCP [58].	39
Figure I. 27 : Tuile avec MCP.....	40
Figure I. 28 : (a) Représentation schématique des ouvertures coniques remplies de MCP sur la structure du toit, (b) Paramètres géométriques.....	41
Figure I. 29 : Géométrie du problème [66].	43
Figure I. 30 : Géométrie du problème [71].	44
Figure I. 31 : Mur solaire composite intégrant un MCP [72].....	45
Figure I. 32 : Cellules tests utilisées.....	45
Figure I. 33 : Configuration étudiée cas 3D.	46
Figure I. 34 : Vue extérieure de la salle d'expérimentation.....	47
Figure I. 35 : Construction des murs (a) mur de la salle ordinaire, (b) mur sud de PSPCR, (c) autres murs de PSPCR.....	47
Figure I. 36 : (a) Vue générale des cellules utilisées, (b) Distribution des capteurs de contrôle.	48
Figure I. 37 : Emplacement des pièces.....	48
Figure I. 38 : Schématisation cellules-mur.....	49
Figure I. 39 : Mur Trombe réalisé par Marwa Dabaieh [78].....	50
Figure I. 40 : Modèle RhinoCFD de la simulation du mur Trombe.....	50
Figure I. 41 : Modèle d'un (a) mur Trombe normal (b) nouveau mur Trombe conçu.	51
Figure I. 42 : Montage expérimental du modèle étudié.	51

Chapitre II

Figure II. 1 : Vue d'ensemble de la salle d'essai (a) vue 3D du bâtiment, (b) vue réelle de la salle d'essai, (c) représentation 3D de la salle d'essai, et (d) dimensions de la salle d'essai.....	55
Figure II. 2 : Dimensions des murs Trombes (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.....	56
Figure II. 3 : Méthodologie de simulation dans scSTREAM.....	57
Figure II. 4: Représentation du maillage.	58
Figure II. 5 :Emplacement des points de mesure de la température (a) vue d'ensemble des différents points de mesure dans la salle d'essai, (b) sur la face extérieurE du mur orienté vers le sud.	60

Figure II. 6 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour différents maillage et pas de temps (a, c) absorbeur, (b, d) arrière du mur Trombe.	63
Figure II. 7 : Température moyenne des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes, des verres et des lames d'air (8 Décembre).....	65
Figure II. 8 : Champs de température au milieu de la pièce ($y = 5,455$ m) pour différents temps : (a) 9:00, (b) 14:00, (c) 18:00 et (d) 21:00 pour le 1 ^{er} cas.	66
Figure II. 9 : Transfert de chaleur des murs Trombes 1 et 2 pour le 1 ^{er} cas.....	67
Figure II. 10 : Variation de la température de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs pour (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2 pour le 1 ^{er} cas.	68
Figure II. 11 : Vitesse et débit d'air dans les lames d'air 1 et 2 (1 ^{er} cas).	69
Figure II. 12 : Puissance récupérée pour le 1 ^{er} cas à partir de la (a) lame d'air 1, (b) lame d'air 2.	70
Figure II. 13 : Variation de la température de l'air pour le 1 ^{er} cas au niveau des lames d'air du (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.....	71
Figure II. 14 : Profil de vitesse pour le 1 ^{er} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 1 à 15:00 (a) $x = 0,4375$ m, (b) $x = 1,1125$ m.	72
Figure II. 15 : Profil de vitesse pour le 1 ^{er} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 2 à 14:00 (a) $x = 4,4125$ m, (b) $x = 5,0374$ m, (c) $x = 5,6528$ m, (d) $x = 6,2875$ m.....	72
Figure II. 16 : Température moyenne des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes, des verres et des lames d'air (8 Avril).....	73
Figure II. 17 : Champs de température au milieu de la pièce ($y = 5,455$ m) pour différents temps : (a) 9:00, (b) 14:00, (c) 18:00 et (d) 21:00 pour le 2 ^{ème} cas.....	74
Figure II. 18 : Transfert de chaleur des murs Trombes 1 et 2 pour le 2 ^{ème} cas.	75
Figure II. 19 : Variation de la température de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs pour (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2 pour le 2 ^{ème} cas.	76
Figure II. 20 : Vitesse et débit d'air dans les lames d'air 1 et 2 (2 ^{ème} cas).	77
Figure II. 21 : Puissance récupérée pour le 2 ^{ème} cas à partir de la (a) lame d'air 1, (b) lame d'air 2.	77
Figure II. 22 : Variation de la température de l'air pour le 2 ^{ème} cas au niveau des lames d'air du (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.....	78
Figure II. 23 : Profil de vitesse pour le 2 ^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 1 à 15:00 (a) $x = 0,4375$ m, (b) $x = 1,1125$ m.	78

Figure II. 24 : Profil de vitesse pour le 2 ^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 2 à 14:00 (a) $x = 4,4125$ m, (b) $x = 5,0374$ m, (c) $x = 5,6528$ m, (d) $x = 6,2875$ m.....	79
Figure II. 25 : Température moyenne des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes, des verres et des lames d'air (8 Août).....	80
Figure II. 26 : Transfert de chaleur des murs Trombes 1 et 2 pour le 3 ^{ème} cas.	80
Figure II. 27 : Champs de température au milieu de la pièce ($y = 5,455$ m) pour différents temps : (a) 9:00, (b) 14:00, (c) 18:00 et (d) 21:00 pour le 3 ^{ème} cas.	81
Figure II. 28 : Variation de la température de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs pour (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2 pour le 3 ^{ème} cas.	82
Figure II. 29 : Vitesse et débit d'air dans les lames d'air 1 et 2 (3 ^{ème} cas).....	83
Figure II. 30 : Puissance récupérée pour le 3 ^{ème} cas à partir de la (a) lame d'air 1, (b) lame d'air 2.....	83
Figure II. 31 : Variation de la température de l'air pour le 3 ^{ème} cas au niveau des lames d'air du (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.....	84
Figure II. 32 : Profil de vitesse pour le 3 ^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 1 à 15:00 (a) $x = 0,4375$ m, (b) $x = 1,1125$ m.....	84
Figure II. 33 : Profil de vitesse pour le 3 ^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 2 à 14:00 (a) $x = 4,4125$ m, (b) $x = 5,0374$ m, (c) $x = 5,6528$ m, (d) $x = 6,2875$ m.....	85
Figure II. 34 : (a) Section verticale du mur Trombe non isolé (configuration 1), (b) Section verticale du mur Trombe isolé (configuration 2).	86
Figure II. 35 : Distribution de température à (a) $y = 0,55$ m (configuration 1) et (b) $y = 0,65$ m (configuration 2).....	89
Figure II. 36 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 0,42$ m pour la Configuration 1.	91
Figure II. 37 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 4,383$ m pour la Configuration 1.	92
Figure II. 38 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 0,42$ m pour la Configuration 2.	94
Figure II. 39 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 4,383$ m pour la Configuration 2.	95

Figure II. 40 : Distribution de la vitesse dans la salle d'essai à 14h00 (a) Configuration 1, (b) Configuration 2.	98
Figure II. 41 : Évolution horaire (a) du débit et (b) de la puissance récupérée des lames d'air.	100
Figure II. 42 : Profil de température à 15h00 pour différentes épaisseurs des murs Trombes 1 et 2.	103
Figure II. 43 : Profil de température à 15h00 pour différentes épaisseurs de la lame d'air pour les murs Trombes 1 et 2.	106

Chapitre III

Figure III. 1 : Représentation de l'interface de changement de phase solide-liquide.....	109
Figure III. 2 : Représentation de l'enthalpie en fonction de la température.	110
Figure III. 3 : (a) Briquette contenant du MCP, (b) Géométrie du problème [71].....	115
Figure III. 4 : Validation du modèle pour $R = 2$	122
Figure III. 5 : Positions de l'interface à différents instants pour $R = 2$	123
Figure III. 6 : Validation du modèle pour $R = 1,4$	124
Figure III. 7 : Positions de l'interface à différents instants pour $R = 1,4$	125
Figure III. 8 : (a) Vue d'ensemble du maillage dans tout le domaine d'étude, (b) Maillage 1 et (c) Maillage 2, (d) Maillage 3.	126
Figure III. 9 : Validation du modèle pour la fusion de MCP 27 (a) Etude de maillage, (b) Etude du pas de temps.	128
Figure III. 10 : Position de l'interface solide-liquide à différents instants.	130

Chapitre IV

Figure IV. 1 : Dispositif expérimental de Zohir [71].	134
Figure IV. 2 : Isolant.	135
Figure IV. 3 : Vitrage.	135
Figure IV. 4 : Mur solaire à MCP.	136
Figure IV. 5 : (a) Modélisation du caisson sur scSTREAM, (b) Intérieur du caisson et (c) Emplacement des points de mesure.	139
Figure IV. 6 : Rayonnement solaire inséré.....	140
Figure IV. 7 : Variation de la température de la lame d'air fermée (T_{LAF})	141

Figure IV. 8 : Variation de la température sur (a) la face extérieure du mur à MCP (T_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (T_{iM}) .	142
Figure IV. 9 : Variation du flux sur (a) la face extérieure du mur à MCP (ϕ_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (ϕ_{iM}) .	143
Figure IV. 10 : Variation des températures d'entrée et de sortie d'air (a) T_{ob} et (b) T_{oh} .	144
Figure IV. 11 : Vitesse dans la lame d'air ventilée.	144
Figure IV. 12 : Puissance récupérée de la lame d'air ventilée.	145
Figure IV. 13 : (a) Shématisation des cellules et murs (b) Isolant, (c) Vitrage et (d) Mur solaire composite intégrant les 45 briquettes de MCP.	148
Figure IV. 14 : Rayonnement solaire inséré.	151
Figure IV. 15: Variation de la température de la lame d'air fermée (T_{LAF}) .	152
Figure IV. 16: (a) Variation de la température sur les faces extérieure (T_{eM}) et intérieure (T_{iM}) du mur à MCP et (b) Variation du flux sur les faces extérieure (ϕ_{eM}) et intérieure (ϕ_{iM}) du mur à MCP.	152
Figure IV. 17 : (a) Variation de la température sur les faces extérieure (T_{eH}) et intérieure (T_{iH}) du mur à MCP et (b) Variation du flux sur les faces extérieure (ϕ_{eH}) et intérieure (ϕ_{iH}) du mur à MCP.	154
Figure IV. 18 : (a) Variation de la température sur les faces extérieure (T_{eB}) et intérieure (T_{iB}) du mur à MCP et (b) Variation du flux sur les faces extérieure (ϕ_{eB}) et intérieure (ϕ_{iB}) du mur à MCP.	155
Figure IV. 19 : Variation des températures d'entrée et de sortie d'air (a) T_{ob} et (b) T_{oh} .	156
Figure IV. 20 : Puissance récupérée de la lame d'air ventilée.	157
Figure IV. 21 : Evolution de la (a) température dans la lame d'air fermée et (b) de la température à l'intérieur du caisson pour différentes épaisseurs. .	159
Figure IV. 22 : Variation de la température sur (a) la face extérieure du mur à MCP (T_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (T_{iM}) pour différentes épaisseurs de la lame d'air ouverte. .	160
Figure IV. 23 : Variation des températures d'entrée et de sortie d'air (a) T_{oh} et (b) T_{ob} pour différentes épaisseurs de la lame d'air ouverte. .	161

Figure IV. 24 : Variation de la température sur (a) la face extérieure du mur à MCP (T_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (T_{iM}) pour différentes épaisseurs du mur à MCP..... 162

Figure IV. 25 : Variation de la température à l'intérieur du caisson pour différentes épaisseurs du mur à MCP. 162

Figure IV. 26: (a) Variation de la température à l'intérieur du caisson et (b) Puissance récupérée de la lame d'air ventilée pour différents cas de matériaux. 164

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre I

Tableau I. 1 : Propriétés thermo-physiques de quelques matériaux utilisés pour le stockage de l'énergie par chaleur sensible [3].	10
Tableau I. 2 : Avantages et inconvénients des différents changements d'état [8].	14
Tableau I. 3 : Liste de quelques Eutectiques [13].	19
Tableau I. 4 : Choix des MCP selon les avantages et les inconvénients [23].	21
Tableau I. 5 : Différents critères lors du choix du MCP [24].	22
Tableau I. 6 : Applications potentielles de stockage de l'énergie thermique par les MCP [13].	26
Tableau I. 7 : Température de surface maximale et les différences de température de divers échantillons de revêtement de couleur (°C) [64].	43

Chapitre II

Tableau II. 1 : Propriétés des matériaux utilisés.	55
Tableau II. 2 : Paramètres de fonctionnement.	61
Tableau II. 3 : Propriétés de l'isolant.	87
Tableau II. 4 : Valeurs de températures du côté extérieur et intérieur des murs Trombes [°C].	88
Tableau II. 5 : Cadre général de l'analyse paramétrique.	101
Tableau II. 6 : Valeurs de vitesse dans les ouïes inférieures et supérieures.	104

Chapitre III

Tableau III. 1: Propriétés thermophysiques du MCP 27.	115
Tableau III. 2 : Propriétés thermophysiques du gallium.	120
Tableau III. 3 : Valeurs adimensionnelles utilisées pour $R = 2$.	121
Tableau III. 4 : Conditions initiales pour la validation 1.	121
Tableau III. 5 : Valeurs adimensionnelles utilisées pour $R = 1,4$.	123
Tableau III. 6 : Valeurs adimensionnelles utilisées pour la validation 2.	125

Chapitre IV

Tableau IV. 1 : Paramètres de simulation.	137
Tableau IV. 2 : Paramètres de fonctionnement.	138
Tableau IV. 3 : Energie stockée/déstockée par le mur MCP.....	146
Tableau IV. 4 : Paramètres de fonctionnement pour le cas du mur intégrant des MCP.	150
Tableau IV. 5 : Cadre général de l'analyse paramétrique.....	158
Tableau IV. 6 : Propriétés thermophysiques des différents matériaux.....	163

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les changements climatiques amènent à réfléchir à des solutions nouvelles moins consommatrices et moins polluantes pour l'environnement. Pour pallier ce problème, la maîtrise énergétique est devenue une priorité planétaire majeure. La maîtrise de toutes les consommations (eau, matières premières) et la réduction des nuisances (bruits, polluants, etc.) sont à présent au cœur de nombreux projets d'urbanisme.

En effet, en 2012, en France, le Grenelle de l'environnement a fait appliquer la réglementation thermique 2012 dans le secteur du bâtiment, afin de diminuer la consommation d'énergie, intégrer les énergies renouvelables, maîtriser le bruit et la qualité de l'air intérieur, généralisant ainsi la construction des Bâtiments à Basse Consommation (BBC) ayant une consommation inférieure à 50 kWh/m².an. Toutefois, la France a remplacé la réglementation thermique par une réglementation environnementale, la RE 2020, qui est applicable à la construction des bâtiments neufs résidentiels comme tertiaires à partir de 2022. Cette réglementation est plus ambitieuse et plus exigeante pour le secteur de la construction puisqu'elle contrôlera le bilan carbone des nouveaux bâtiments en plus de leur consommation et sobriété énergétiques. Elle vise à diminuer l'impact carbone des bâtiments neufs sur l'ensemble de leur cycle de vie, poursuivre l'amélioration de la performance énergétique et la baisse des consommations des bâtiments neufs, avec une isolation encore plus performante et garantir aussi une meilleure adaptation aux conditions climatiques futures.

Plusieurs solutions ont été envisagées pour atteindre un tel objectif, la plus courante reposant sur le principe d'un bâtiment passif en s'appuyant fortement sur les énergies renouvelables. Il convient toutefois de connaître les phénomènes physiques mis en jeux et qui affectent l'enveloppe du bâtiment afin de pouvoir mettre en œuvre des solutions techniques efficaces et simples. Parmi ces solutions, l'énergie solaire est une des ressources abondantes et elle s'avère être la plus employée dans le domaine du stockage. Son intérêt est de garantir une gestion optimale des ressources et de la consommation. Ce projet de recherche propose d'étudier une solution de stockage d'énergie thermique qui utilise les Matériaux à Changement de Phase (MCP). Ces matériaux présentent l'avantage de stocker une grande quantité d'énergie dans un

volume réduit et, par leur principe, ils permettent d'assurer un niveau de confort par le biais du contrôle de la température.

C'est dans ce contexte que nous allons mener ce travail de thèse, qui sera mené en visant deux objectifs : tout d'abord réaliser une étude thermique, à l'échelle de la paroi, par modélisation numérique. Ensuite, on s'intéressera au bâtiment par simulation thermique dynamique avec scSTREAM. Le but est de prédire et de caractériser le comportement thermique de la maison passive avec et sans MCP, pour caractériser le système en fonction des caractéristiques du secteur énergétique (chaud- froid) et les contraintes du site (orientation, ensoleillement, masques, etc.). L'étude de ces caractéristiques a pour but de déterminer les paramètres critiques qui influenceront le rendement de la paroi-capteur du point de vue énergétique. Le modèle numérique devra garantir le confort thermique du secteur énergétique aux moments les plus critiques de l'année.

La méthodologie développée s'articulera autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre est dédié au développement des différents phénomènes physiques permettant le stockage. Nous nous intéressons tout particulièrement au stockage par chaleur latente. Ensuite, nous présentons les MCP, les procédés utilisés pour le stockage thermique, leurs différentes classes, leurs critères de sélection et leurs applications en insistant sur celles concernant le bâtiment.

Le deuxième chapitre est dédié à la simulation numérique d'une salle d'essai contenant un mur Trombe, en utilisant le logiciel scSTREAM. Le comportement thermique du mur Trombe pour trois jours caractérisant différentes saisons (hiver, printemps et été) a été traité. Une partie a été consacrée pour voir l'influence de l'isolation thermique puis une étude paramétrique a été réalisée concernant plusieurs paramètres affectant les performances du mur Trombe. Le modèle étudié peut être considéré comme un prototype puisqu'il est simple non seulement de rénover les bâtiments existants, mais aussi de les équiper avec des murs Trombes.

Dans le troisième chapitre, nous présentons les différentes formulations mathématiques du phénomène du changement de phase solide-liquide. Nous y présentons la simulation en 2D utilisé pour traiter ce problème et nous exposons sa validation numérique.

Le dernier chapitre permet de tester deux modèles numériques : Le premier modèle est un caisson intégrant une maquette de mur solaire à MCP et le deuxième un mur intégrant des MCP. Les résultats des simulations numériques seront confrontés à des résultats expérimentaux

déjà publiés. Ce chapitre regroupe les résultats numériques, leur interprétation ainsi une étude paramétrique.

Pour finir la conclusion permet de retracer les majeures idées développées au cours de la thèse.

CHAPITRE I : ETAT DE L'ART SUR LES MCP

I.1. Introduction.....	4
I.2. Stockage thermique	8
I.3. Matériaux à changement de phase.....	13
I.4. Critères de choix des MCP.....	22
I.5. Conditionnement des matériaux	23
I.6. Applications des MCP	25
I.7. Revues sur l'intégration des MCP.....	27
I.8. Conclusion	52

L'économie d'énergie devient une priorité pour chacun. L'une des techniques pour économiser l'énergie est le stockage thermique. Les politiques énergétiques, climatiques et environnementales s'articulent donc autour du stockage de l'énergie. Parmi les solutions envisagées, il existe le recours aux MCP dans l'enveloppe de bâtiment : ils permettent d'améliorer l'efficacité énergétique, de minimiser les coûts de consommation d'énergie, de réduire les épaisseurs des parois des bâtiments et de stocker de la chaleur. Ce chapitre représente donc un état de l'art sur les MCP. La première partie se focalise sur les différentes formes de stockage thermique. Le stockage de la chaleur qui a été choisi est celui sous forme de chaleur latente. Dans la deuxième partie, on s'intéresse aux différents procédés utilisés pour le stockage thermique. Des critères de sélection sont également proposés. Enfin, une revue bibliographique est présentée.

I.1. Introduction

Pendant des siècles, plusieurs concepts ont été élaborés dans le but d'utiliser l'énergie solaire pour la transformer ensuite en énergie utile. Ces concepts sont divisés en deux catégories : la première est celle qui utilise l'énergie solaire pour la production directe de l'électricité, alors que la deuxième transforme le rayonnement solaire en chaleur. Or, c'est cette chaleur qui assure un climat confortable pour n'importe quelles conditions climatiques extérieures. Les rayons émis par le soleil peuvent réduire les consommations énergétiques en améliorant l'efficacité énergétique des bâtiments puisqu'ils permettent aux systèmes de chauffer, de ventiler l'air et de diminuer les besoins en énergie externe. Ces systèmes se situent en général en façade de bâtiment dont leur fonctionnement repose essentiellement sur l'énergie solaire : ce sont des systèmes solaires passifs. La plupart fonctionne en s'appuyant sur le mouvement de convection naturelle de l'air généré par un transport d'énergie. La particularité de ce travail consiste à utiliser ces systèmes en intégrant des MCP dans l'enveloppe de construction. Il est donc intéressant de revenir sur le fonctionnement de différents types de murs solaires.

Dès 1967, FELIX TROMBE a équipé deux maisons par des murs solaires qui constituent un système de chauffage solaire passif. Ce système optimise la chaleur solaire captée et cela en raison d'un effet de serre engendré par un vitrage disposé devant un mur capteur plein, sombre et exposé au sud, ce qui permet le stockage/déstockage d'une grande quantité d'énergie dans un volume réduit.

Quatre configurations de mur se présentent : le mur solaire non ventilé, le mur TROMBE, le mur TROMBE isolé et finalement le mur solaire composite.

Mur solaire non ventilé

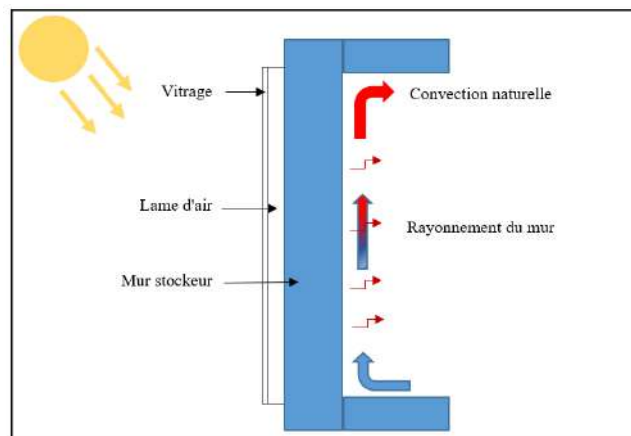


Figure I. 1 : Mur solaire non-ventilé.

Ce mur est composé d'un vitrage, d'une lame d'air non ventilée et d'un mur stockeur (Figure I.1). La totalité des apports est transmise au local par conduction à travers le mur, ensuite par convection et rayonnement à l'intérieur de l'espace. Malgré la simplicité de ce système, il présente des inconvénients d'utilisation à cause de l'impossibilité d'une gestion rapide et efficace des apports.

Mur TROMBE

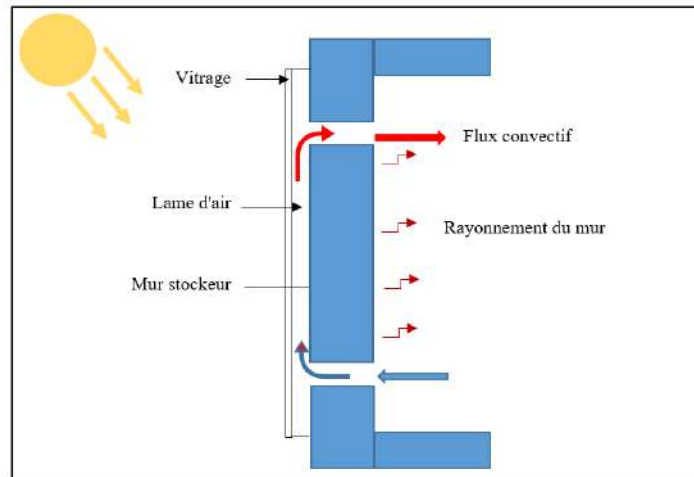


Figure I. 2 : Mur TROMBE.

D'après la Figure I.2, les deux ouvertures haute et basse permettent une circulation d'air par thermocirculation dans la lame d'air existante entre la couverture vitrée et le mur. L'air chauffé pénètre donc par les ouvertures supérieures dans le local à chauffer puis se refroidit au contact des parois du local. Une fois rafraîchi, il revient par les ouvertures inférieures dans la lame d'air. Dans le cas où il n'y a pas de rayonnement solaire et que les surfaces sont plus froides que l'air dans la pièce, le flux thermoconvectif s'inverse et provoque un refroidissement accéléré au sein de la pièce. Pour y remédier, il est indispensable de disposer un clapet à fermeture manuelle ou automatique au niveau d'une des ouïes. De plus, en période nocturne, froide ou peu ensoleillée, l'absence de l'isolation engendre des déperditions importantes. Pour pallier ce problème, la solution possible est d'installer un isolant (Figure I.3) sur la face intérieure du mur stockeur ce qui minimise tout apport transmis par conduction à travers la paroi.

L'essentiel des apports se fait à travers la lame d'air. En fait, le contrôle de la circulation de l'air dans la lame ventilée permet de stopper rapidement tout apport si le besoin se fait sentir. Pour éviter que l'air se refroidisse trop vite lorsque le rayonnement solaire n'est pas suffisant, les clapets se ferment. Lorsqu'ils sont fermés, la chaleur accumulée dans le mur est toujours diffusée dans l'habitation pendant quelques heures.

Mur TROMBE isolé

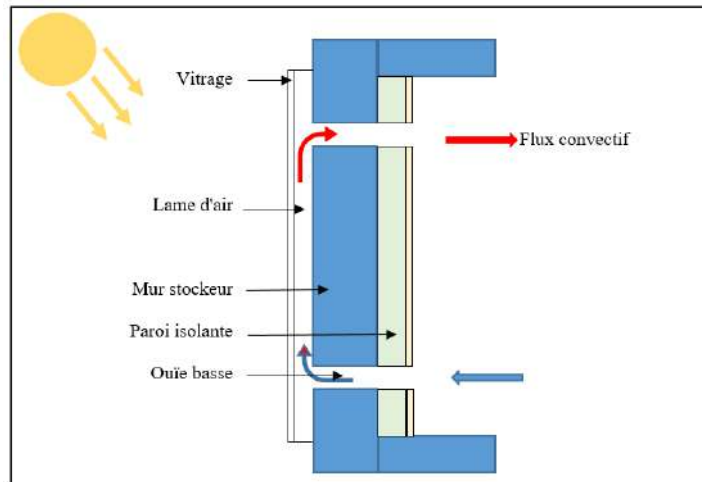


Figure I. 3 : Mur TROMBE isolé.

Mur solaire composite

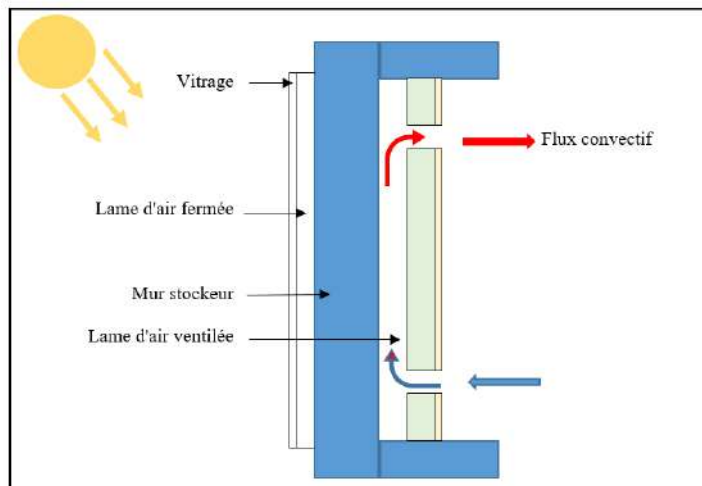


Figure I. 4 : Mur solaire composite.

La Figure I.4 illustre un mur solaire composite qui est aussi appelé mur TROMBE-MICHEL : il présente les mêmes avantages que le mur TROMBE isolé mais possède une résistance thermique plus importante que celui du mur non ventilé et du mur TROMBE classique et permet aussi un contrôle de la quasi-totalité des apports par l'intermédiaire de la lame d'air. L'énergie thermique est donc transférée à partir du canal entre le vitrage et le mur stockeur vers l'intérieur par conduction. Cette énergie peut ensuite être transmise par convection en utilisant la thermocirculation de l'air entre la paroi de forte inertie et le mur isolant. Pendant la nuit ou les journées couvertes, les orifices du mur isolant sont fermés. Seule une petite partie du flux thermique est alors capable de partir de l'intérieur vers l'extérieur grâce à la grande résistance thermique.

Le système de stockage présenté dans les quatre types de mur évoqués précédemment est un stockage par chaleur sensible. Le matériau utilisé est généralement le béton. Dans ce travail, l'idée étant de disposer d'une grande capacité de stockage/déstockage d'énergie dans un volume réduit, cela nous a mène à envisager l'exploitation de la chaleur latente de changement de phase, et donc au choix de l'utilisation des MCP.

I.2. Stockage thermique

Le stockage d'énergie est l'action qui permet de stocker une quantité d'énergie issue d'une source en un endroit déterminé pour une utilisation ultérieure. Parmi les énergies renouvelables abondantes qu'on peut stocker, il y a l'énergie solaire, la géothermie et l'énergie éolienne. Leur stockage est un moyen de moduler la production et la consommation d'énergie tout en réduisant les pertes. Les techniques de stockage de l'énergie sont illustrées sur la Figure I.5. La sélection du mode de stockage se fait selon la durée de stockage et la température désirée.

Les deux principales voies de stockage de l'énergie thermique sont par :

- Chaleur sensible.
- Chaleur latente.

I.2.1. Chaleur sensible

La chaleur sensible modifie la température d'une matière. Son principe repose sur l'élévation de la température d'un corps, par rapport à la température du milieu. Ce mode permet la répétition des cycles de stockage et de récupération de la chaleur accumulée sans aucun problème. Pourtant, cela nécessite un volume important du support de stockage (Sharma et al. [2]). Dans ce système, la quantité de chaleur est fonction de la capacité calorifique du support de stockage, de la variation de température et de la masse du matériau de stockage.

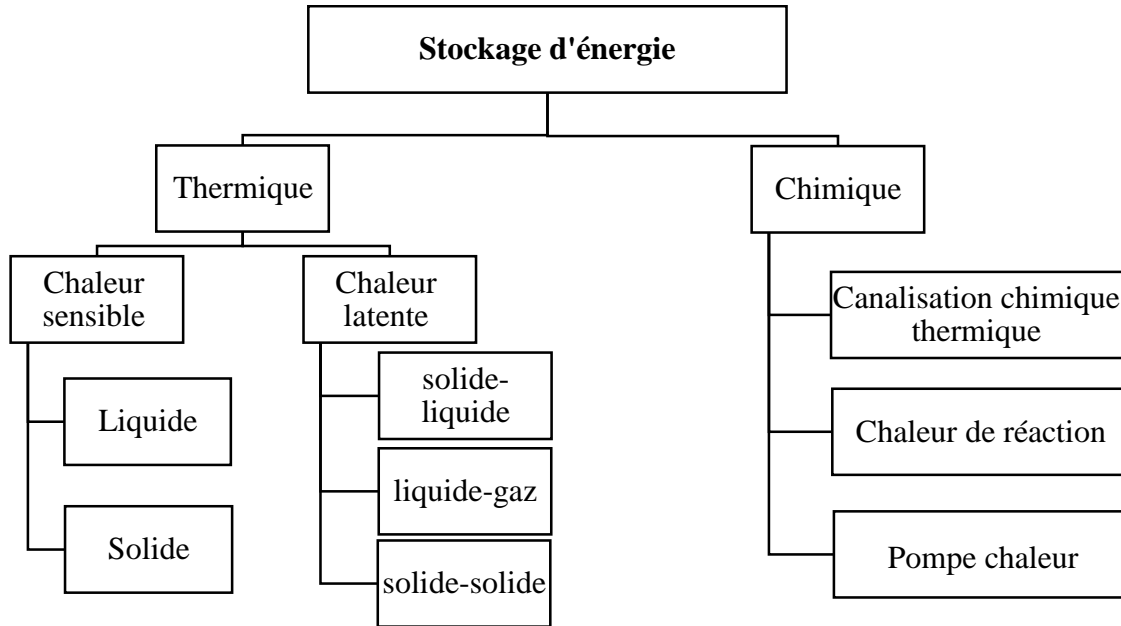


Figure I. 5 : Différentes techniques de stockage de l'énergie thermique [1].

Si on réchauffe un corps solide ou liquide de masse m et de capacité thermique massique $c(T)$ à pression constante d'une température initiale T_1 jusqu'à une température finale T_2 , la relation suivante traduit la quantité de chaleur stockée Q :

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} m \times c(T) \times dT \quad \text{I.1}$$

Dans le cas où la chaleur spécifique est considérée comme constante dans l'intervalle de température, on a alors $c(T) = cte = c$. La relation (I.2) s'écrit de la forme suivante :

$$Q = m \times c \times (T_2 - T_1) \quad \text{I.2}$$

Où Q est la quantité de chaleur stockée en [J], m est la masse du corps en [kg], c est la chaleur massique du corps en [J/kg.K], T_1 et T_2 sont les températures initiale et finale du corps en [K]. La quantité d'énergie stockée est proportionnelle à l'écart de température. Il existe donc deux cas :

- Si $T_2 > T_1$: Stockage du chaud.
- Si $T_2 < T_1$: Stockage du froid.

Pour ce mode de stockage, on utilise en général des corps ayant des chaleurs spécifiques importantes. Pour les liquides, on utilise par exemple de l'eau. Alors que pour les solides, on utilise les pierres.

Le Tableau I.1 illustre quelques propriétés des substances utilisées comme matériau de stockage de chaleur sensible.

	λ (W/m. K)	C_p (350 °C) (J/kg. K)	ρ (kg/m ³)
Eau liquide (0 °C < T < 100 °C)	0,6	4186	1000
Eau vapeur (T=300 °C)	0,04	2,026	0,3652
Granite	2,79	775	2630
Céramique réfractaire (programme WESPE, T < 400 °C)	1,35	866	3500
Béton haute température (programme WESPE, T < 400 °C)	1	916	2750
Béton haute température (programme WANDA, T < 400 °C)	1,3	1100	2250

Tableau I. 1 : Propriétés thermo-physiques de quelques matériaux utilisés pour le stockage de l'énergie par chaleur sensible [3].

L'utilisation la plus courante de la chaleur sensible est pour le stockage de l'eau chaude sanitaire, cela permet un stockage de chaleur de manière journalière. Les différents types de stockage sont illustrés sur la Figure I.6.

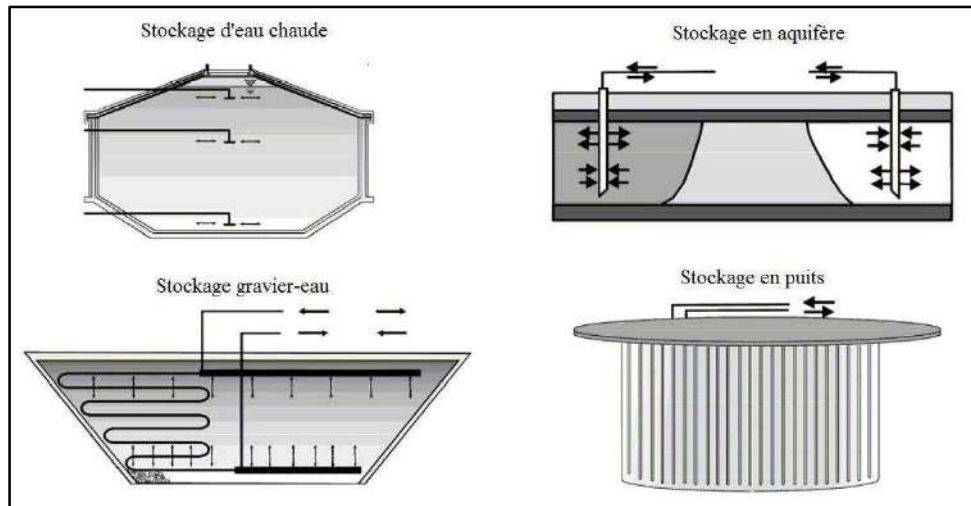


Figure I. 6 : Différents types de stockage souterrain par chaleur sensible [4].

I.2.2. Chaleur latente

La chaleur latente est la quantité d'énergie qui permet à un corps de passer d'un état à un autre. Ce processus se caractérise par une grande quantité de chaleur libérée ou absorbée. Le

stockage par chaleur latente se fait à une température constante qui correspond à la température de changement de phase ou changement d'état physique. La capacité de stockage de chaleur latente est décrite par l'équation suivante [4] :

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} mc_p dT + ma_m \Delta h_m + \int_{T_m}^{T_f} mc_p dT \quad \text{I.3}$$

Où Q est la quantité de chaleur stockée en [J], m est la masse du corps en [kg], c_p est la chaleur massique du corps en [J/kg.K], a_m est la fraction liquide, Δh_m est la chaleur latente de fusion en [kJ/kg], T est la température du corps en [K].

En variant la température et/ou la pression du milieu, le matériau change d'un état à un autre. Le changement d'état le plus adapté à notre problème est le changement de la phase solide-liquide car la variation volumique est faible durant cette transformation. Ce processus assure le stockage d'une grande quantité d'énergie sous forme de chaleur latente sans qu'il ait besoin de mettre en jeu une variation de température importante.

Les matériaux ayant cette propriété sont les matériaux à changement de phase (MCP). Ils permettent de stocker en moyenne 10 fois plus d'énergie par unité de volume que les systèmes de stockage de chaleur sensible. En effet, le MCP stocke en premier lieu l'énergie sous forme de chaleur sensible et quand la température extérieure atteint la température de fusion (température de changement de phase), le matériau change d'état. La Figure I.7 représente l'évolution de la température du matériau tout le long de la transformation [3].

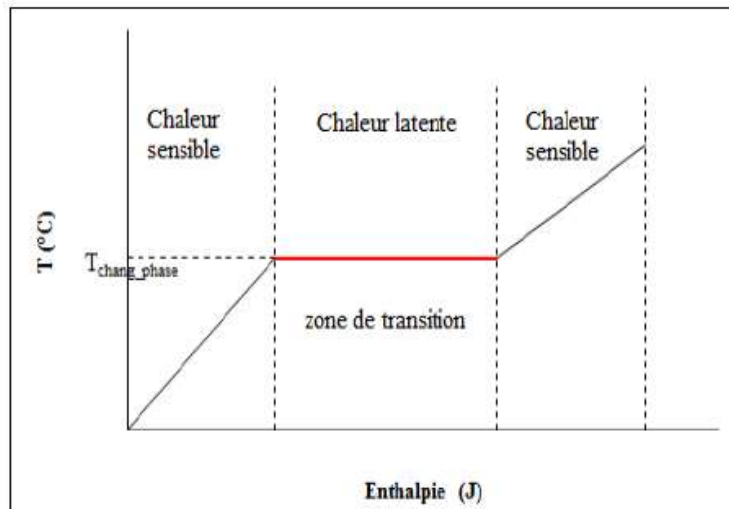


Figure I. 7 : Changement d'état dans un diagramme température-enthalpie [3].

Le changement d'état d'un matériau pur s'effectue à une température constante et l'énergie est stockée sous forme de chaleur latente jusqu'à la transformation complète d'un état à un autre. De plus, le matériau poursuit sa réception d'énergie au fil du temps, cette énergie excédentaire est stockée sous forme de chaleur sensible [3].

En résumé, les principaux avantages du stockage par chaleur latente [5] sont les suivants :

- Les matériaux utilisés en thermique du bâtiment dans la gamme des températures de confort situé entre 20 à 30 °C peuvent en fait stocker de 5 à 14 fois plus de chaleur que les matériaux de stockage à chaleur sensible.
- La température de changement de phase est constante. Quand la décharge d'énergie thermique se produit, la température de la surface de MCP reste donc proche de la valeur de la température de changement d'état. La quantité d'énergie de la décharge ne dépend dans ce cas que de la température de l'environnement.
- Grâce à sa faible masse, on n'aura pas de problème de surchauffe saisonnière.

I.2.3. Chaleur thermochimique

Le stockage thermochimique est l'utilisation de réactions chimiques réversibles pour entreposer de l'énergie thermique. La réaction de charge du système est endothermique et celle de décharge est exothermique. Les réactions chimiques envisagées sont de la forme suivante :



La dissociation du produit AB est une réaction endothermique. L'énergie thermique Q apportée altère le déséquilibre chimique du système et on obtient deux produits A et B, cette phase correspond au stockage de la chaleur dans le système. L'énergie stockée est ensuite restituée lorsqu'on met le système en contact avec une source dont la température est plus basse que celle de l'état initial, le déplacement de l'équilibre change de sens pour reconstituer le produit AB. Cette reconstitution est accompagnée d'un dégagement de chaleur (phase de déstockage). Cependant, avec des faibles différences de température, le déplacement de l'équilibre est la plupart du temps inadéquat et le gain est inférieur à 10% de l'énergie de type sensible [6]. L'avantage le plus important du stockage thermochimique est que l'enthalpie de réaction est largement plus grande que la chaleur spécifique ou la chaleur de fusion. Par conséquent, la densité de stockage est bien meilleure. Lorsqu'une réaction chimique absorbe ou libère de l'énergie, la quantité d'énergie ne change pas globalement au cours de la réaction. Ceci est dû à la loi de conservation de l'énergie.

Parmi les trois types de stockages présentés précédemment, le stockage par chaleur latente apparaît donc être le mieux adapté pour stocker l'énergie thermique tout en mettant en jeu de faibles différences de température.

I.3. Matériaux à Changement de Phase

Les Matériaux à Changement de Phase (MCP) permettent de stocker et de déstocker de l'énergie en fonction des besoins de chauffage et/ou de refroidissement.

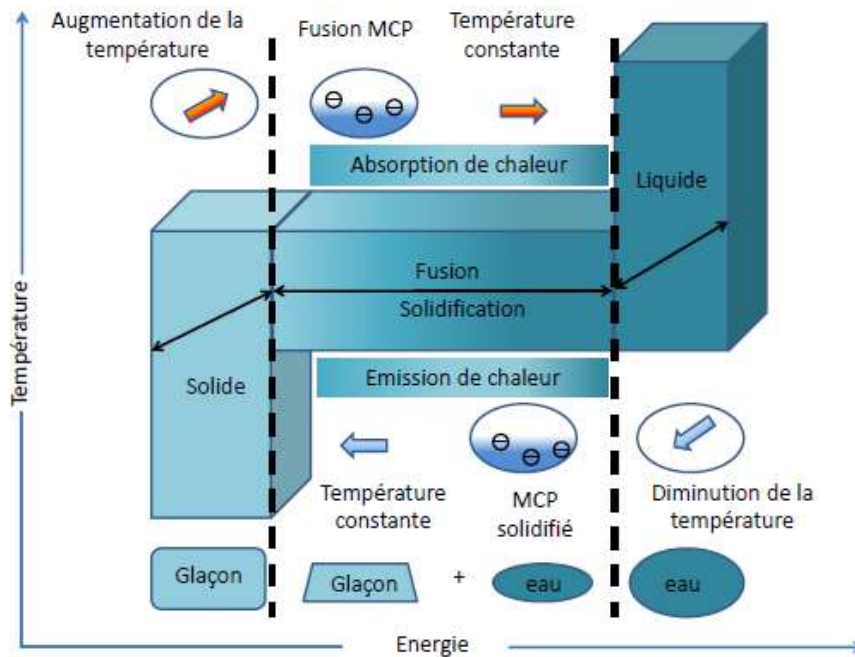


Figure I. 8 : Principe de fonctionnement des matériaux à changement de phase [7].

Les MCP changent d'état solide/liquide en fonction de leur température de fusion (Figure I.8). Dans les bâtiments, c'est le même principe. Lorsque la température du MCP parvient à sa température de fusion, il se transforme de l'état solide à l'état liquide (fusion) en captant la chaleur du fluide. A l'inverse, le MCP en se solidifiant restitue l'énergie stockée.

Il existe quatre types de transformations de MCP : solide/liquide, solide/solide, gaz/solide et gaz/liquide. Or, dans les bâtiments, on utilise des systèmes de stockage d'énergie basé sur la transformation solide/liquide car elle met en jeu des enthalpies de changement de phase élevées.

Le Tableau I.2 donne un aperçu sur les avantages et les inconvénients des différents types de transformations de MCP.

Changement de phase	Avantages	Inconvénients
Liquide/Gaz	Grande valeur de chaleur latente.	Grand changement de volume.
Solide/ Solide	Faible changement de volume. Pas de formation de fluide.	Faible valeur de chaleur latente.
Solide/Liquide	Faible changement de volume.	Valeur moyenne de chaleur latente.
Solide/Gaz	Grande valeur de chaleur latente.	Grand changement de volume.

Tableau I. 2 : Avantages et inconvénients des différents changements d'état [8].

Le changement de phase liquide/gaz donne les plus grandes chaleurs de changement d'état mais il pose un problème de stockage puisqu'il induit un changement de volume important, ce qui rend les applications peu pratiques. Le deuxième cas de changement de phase solide/solide permet d'absorber et de céder la chaleur comme dans le cas solide/ liquide, mais sans formation de liquide, ce qui induit une très faible variation de volume. Cet avantage est cependant annulé par les faibles valeurs de chaleur latente mises en jeu et par la difficulté de trouver des niveaux de température de changement d'état compatibles avec les applications. Pour le cas solide/liquide, on observe à la fois un faible changement de volume avec une valeur moyenne de la chaleur latente. Il constitue donc un bon compromis pour les applications que nous envisageons dans le domaine du bâtiment.

Dans les années 1980, Abhat a fourni une classification détaillée des substances utilisées pour le stockage de l'énergie thermique. La Figure I.9 fait appel à cette classification et expose en détail les matériaux destinés pour le stockage par chaleur latente dans le cas du changement de phase solide/liquide. Elle montre que les MCP se divisent en trois catégories : les matériaux organiques, inorganiques et eutectiques.

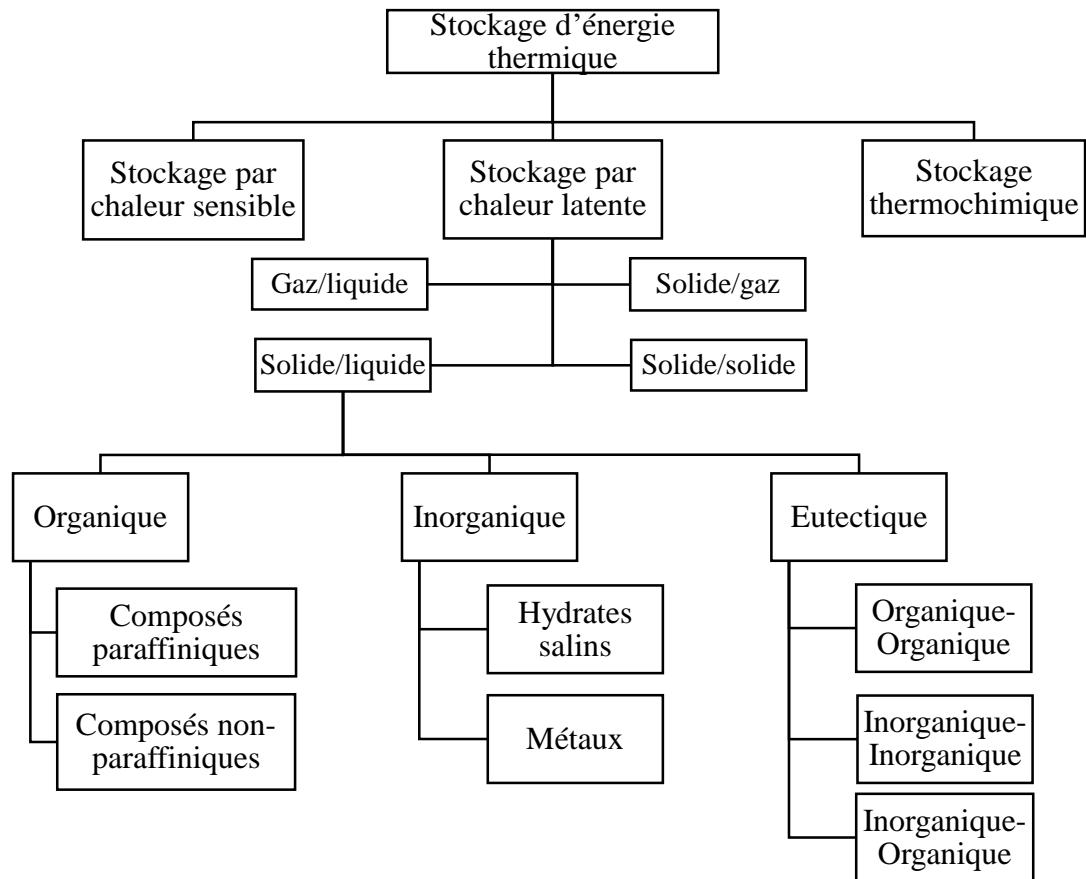


Figure I. 9 : Classification des matériaux de stockage de l'énergie [2].

I.3.1. MCP organiques

Les MCP organiques ont une température ou une plage de température qui varie entre 0 et 150°C. Les plus utilisés reposent principalement sur les paraffines, les acides gras et les alcools de sucre.

I.3.1.1. Paraffines

Les paraffines sont une famille d'hydrocarbures saturés de formule brute C_nH_{2n+2} . Elles sont utilisées pour les applications à basse température (de -10 à 100 °C). La chaleur latente qu'on peut avoir dépend de la masse molaire et des températures de changement de phase. On a aussi les paraffines n-Hexadecane ($T_{fusion} = 18 - 20 \text{ °C}$), n-Nonacosane ($T_{fusion} = 63,4 \text{ °C}$) ou encore le n-Triacontane ($T_{fusion} = 65,4 \text{ °C}$) [9].

Avantages

- Plus la longueur de la chaîne hydrocarbonée est élevée, plus la température de fusion et de la chaleur latente sont grandes [10].

- Pas de tendance à la ségrégation des phases lors de leur transition et elles sont chimiquement stables [11].
- La faible pression de vapeur saturante limite les risques de vaporisation.
- Non toxiques, inoffensives écologiquement.
- Compatibles avec les réservoirs métalliques puisqu'elles ne provoquent pas ou peu de corrosion.
- Produites en quantités importantes. Donc elles sont disponibles et peu coûteuses [12].

Inconvénients

- Conductivité thermique très faible ($\approx 0,25 \text{ W/m.K}$).
- Elles présentent une expansion volumique assez élevée ($\approx 15\%$) [13].
- Densité peu importante ($\approx 800 \text{ kg/m}^3$).
- Lors de l'utilisation des réservoirs en plastique, il faut prendre des précautions puisque les paraffines peuvent s'infiltrer dans certains plastiques et les ramollir.

I.3.1.2. Acides gras

Les acides gras ont presque les mêmes propriétés thermophysiques que les paraffines et sont distingués par leur formule chimique $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n}\text{COOH}$. La particularité d'utiliser l'acide gras comme MCP est qu'il permet de parcourir une gamme de température allant de 40 à 150 °C selon la longueur de la chaîne carbonée. Les plus utilisés sont l'acide stéarique ($T_{\text{fusion}} = 57,5 \text{ °C}$), l'acide sébacique ($T_{\text{fusion}} = 132 \text{ °C}$), l'acide palmitique ($T_{\text{fusion}} = 61 - 63 \text{ °C}$) et l'acide myristique ($T_{\text{fusion}} = 51,5 - 53,6 \text{ °C}$) [14].

Avantages

Ils présentent des caractéristiques thermodynamiques et cinétiques remarquables pour le stockage de la chaleur latente à basse température. Ils possèdent une chaleur latente élevée par rapport à celle des paraffines, et un comportement comparable durant la transition de phase, avec un peu ou pas de surfusion et une variation de volume du même ordre de grandeur. De plus, plus le nombre d'atomes de carbone dans la molécule d'acide gras est élevé, plus la température de fusion/cristallisation et la chaleur de fusion sont grandes. Ils sont aisément obtenus à partir d'huiles végétales et animales [9].

Inconvénients

Ils sont légèrement corrosifs et inflammables et de ce fait, ils ne doivent pas être exposés à des températures excessivement élevées, des flammes ou des agents oxydants [14].

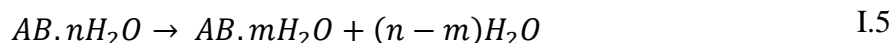
I.3.2. MCP inorganiques

Les MCP inorganiques ont une plage de température de fusion comprise entre -100 °C et $+1000\text{ °C}$. Les substances les plus utilisées sont :

- L'eau avec une température de fusion égale à 0 °C .
- Les solutions aqueuses de sel ayant une température de fusion inférieure à 0 °C .
- Les sels hydratés avec une température comprise entre 5 °C et 130 °C .
- Les mélanges de sels.
- Les mélanges de métaux (température de fusion supérieure à 150 °C) [15].

I.3.2.1. Hydrates de sels

Les hydrates de sels contiennent de l'eau. Leurs formules générales est $AB.nH_2O$. Lors de la charge, la déshydratation du sel se produit. Le produit qui apparaît est l'hydrate de sel avec moins de molécules d'eau selon la formule suivante [9] :



Ou bien le même sel sous sa forme anhydre :



Les plus utilisés sont le $CaCl_2.6H_2O$ ($T_{fusion} = 28 - 30\text{ °C}$) pour son faible coût, le $Mn(NO_3)_2.6H_2O$ pour les applications de climatisation et le $Al_2(SO_4)_3.18H_2O$ utilisé avec des additifs pour des applications industrielles autour de 100 °C . Il y a aussi la bischofite qui est composé, en masse, de 95% de $MgCl_2.6H_2O$ et 5% de $KMgCl_3.6H_2O$ [16].

Avantages

Les hydrates de sel sont considérés comme des matériaux appropriés pour les applications de stockage thermique car ils possèdent une grande chaleur latente qui varie entre 100 et 300 J/g, une température de fusion située entre 8 et 100 °C. De plus, ils sont très compétitifs en termes de coût et de rentabilité [9].

Inconvénients

Le problème majeur est que le sel n'est pas totalement soluble dans l'eau d'hydratation au niveau de point de fusion. Ceci engendre la formation d'une solution aqueuse saturée en sel et le surplus de solide sera déposé au fond du container suite à sa différence de masse volumique [17]. Parmi les solutions proposées, on peut citer l'agitation mécanique, l'encapsulation du MCP, l'utilisation d'un excès d'eau pour éviter la saturation de la solution ou bien l'ajout d'un additif [18].

I.3.2.2. Sels

Ce sont des composés ioniques neutres formés à partir de cations et d'anions. Les sels purs présentent un large spectre de températures de fusion. Les fluorures et les chlorures ont une chaleur latente plus élevée que les sulfates ou les nitrates [19].

Avantages

Ils sont utilisés dans le stockage thermique à haute température puisque leur température de fusion est entre 250 et 1680 °C et leur chaleur latente varie de 68 à 1040 kJ/kg. Ils présentent aussi une expansion volumique beaucoup plus faible que les composés organiques de l'ordre de 7 %. De plus, leur coût est relativement faible par rapport aux composés organiques [19].

Inconvénients

Un des inconvénients des sels est qu'ils sont susceptibles de montrer une certaine surfusion. Aussi, leur aptitude à corroder les métaux présente un point néfaste lors de leur utilisation. De plus, ils sont des oxydants puissants. Cela les rend incompatibles avec les huiles thermiques. Il y a certains sels qui posent des difficultés de stabilité thermique mais leurs propriétés se dégradent avec le temps [19].

I.3.2.3. Métaux

Il s'agit de métaux à bas point de fusion et ils sont utilisés dans les applications de stockage de chaleur en raison de leur enthalpie de fusion.

Avantages

Leur conductivité thermique est plus grande que les autres types de MCP, ainsi que leur chaleur latente élevée et leur stabilité à long terme présente les points forts de ces composants. Cela permet un stockage rapide de chaleur avec une faible expansion volumique.

Inconvénients

Ils ne sont pas encore utilisés dans les applications industrielles à cause de leur masse [20]. De plus, un autre point non négligeable est leur problème de corrosion [20].

I.3.3. MCP eutectiques

Les MCP eutectiques sont généralement formés par un assemblage de plusieurs MCP purs. Ils sont composés par des mélanges organique-organique, organique-inorganique et inorganique-inorganique. Ils présentent un grand intérêt pour les applications de stockage thermique d'énergie. Certains eutectiques sont utilisés lors du refroidissement et dans les systèmes passifs de stockage de l'énergie solaire. Le Tableau I.3 présente quelques eutectiques utilisés pour le stockage thermique.

	Point de fusion [°C]	Chaleur latente de fusion [kJ/kg]
Eutectiques Inorganiques		
49,3% $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ + 50,7% $Mg(NO_3)_2 \cdot 6H_2O$	58	132,3
61,5% $Mg(NO_3)_2 \cdot 6H_2O$ + 38,5% NH_4NO_3	51	131,1
58,3% $Mg(NO_3)_2 \cdot 6H_2O$ + 41,7% $MgCl_2 \cdot 6H_2O$	58	106
$CaCl_2 \cdot 6H_2O + CaBr_2 \cdot H_2O$	14	140
Eutectiques Organiques		
Acides Caprique - Laurique	18	120
Acides Palmitique - Laurique	33	145
Acides Stéarique Laurique	34	150

Tableau I. 3 : Liste de quelques Eutectiques [13].

I.3.4. Comparaison des MCP

Une comparaison des différentes familles de MCP en fonction de leur point de fusion et de leur chaleur latente est présentée sur la Figure I.10.

La Figure I.10. (a) montre que la densité énergétique est approximativement proportionnelle à la température de fusion en K. Cela peut être clair à partir de la thermodynamique selon la théorie de Richards. Cette théorie montre que l'enthalpie de fusion par volume est proportionnelle à la température de fusion, au nombre de liaison par molécule

et à la densité divisée par la masse molaire liée à la densité de tassement des molécules ou des atomes (Lindner 1984).

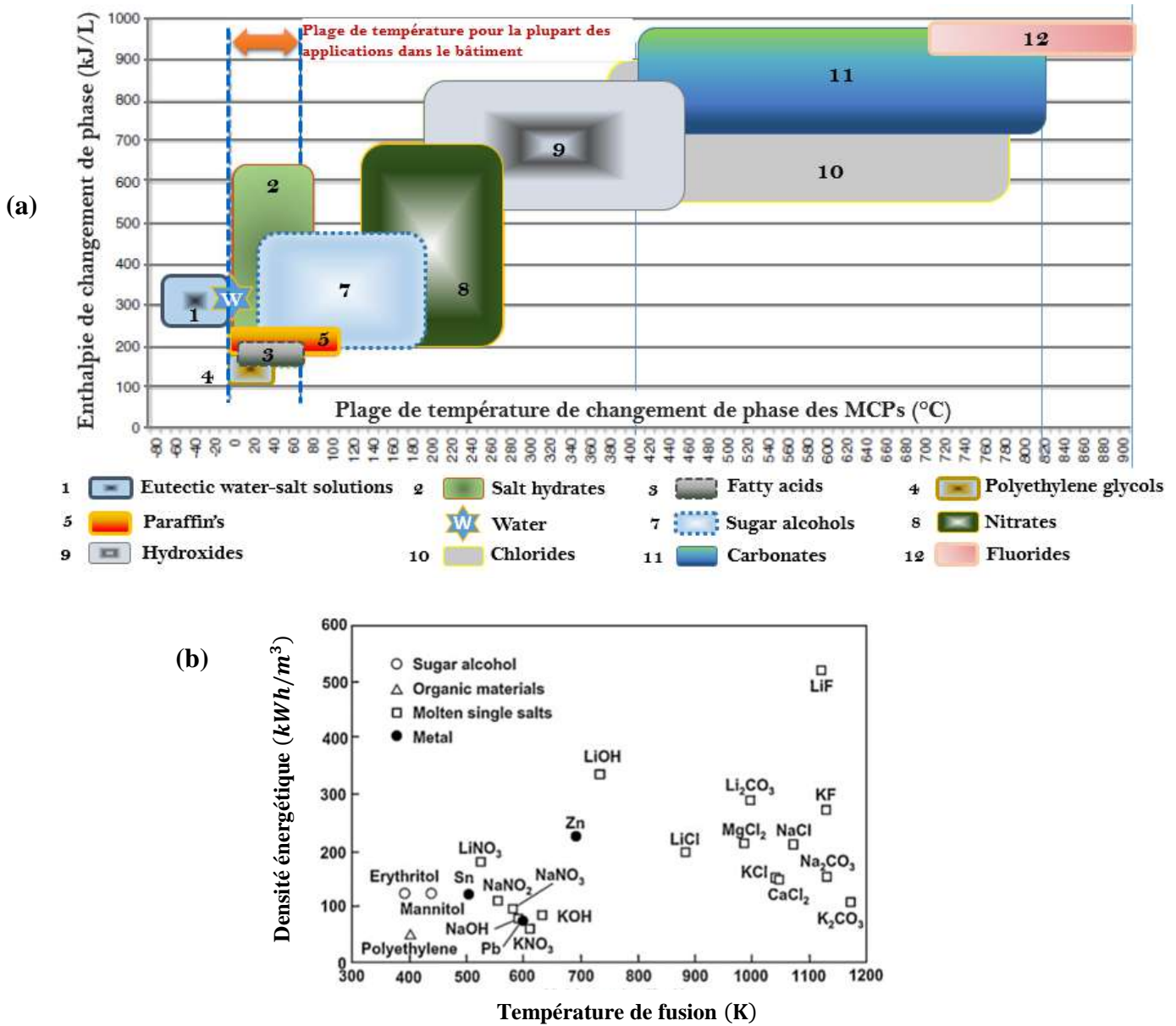


Figure I. 10 : Comparaison des MCP en fonction de leur température de fusion et leur chaleur latente: (a) Classement par famille [21], (b) Quelques exemples de composés [22].

On peut donc identifier les MCP en fonction de leur gamme de température d'utilisation. Pour la gamme de température de 100 allant à 300 °C, on trouve les alcools de sucre, les nitrates de sel et les hydroxydes.

Sur la Figure I.10. (b), on note que dans la gamme de température située entre 100 et 300 °C (373 à 573 K), les produits à haute densité énergétique sont l'érythritol, le mannitol et le nitrate de lithium.

Le choix des MCP peut se faire selon les avantages et les inconvénients qu'ils fournissent comme le montre le Tableau I.4.

	Avantages	Inconvénients
Les MCP organiques	<ul style="list-style-type: none"> • Disponible dans une large gamme de température. • Compatible avec les matériaux conventionnels de construction. • Pas de ségrégation. • Chimiquement stable. • Haute énergie de fusion. • Sûr et non réactif. • Recyclable. 	<ul style="list-style-type: none"> • Faible conductivité thermique à l'état solide. • Chaleur latente volumétrique faible. • Inflammable. • Nécessite un large rapport surface/volume.
Les MCP inorganiques	<ul style="list-style-type: none"> • Chaleur latente volumétrique importante. • Faible coût et facilement disponible. • Point de fusion net. • Haute énergie de fusion. • Non-inflammable. • Haute conductivité thermique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Phénomène de surfusion important. • Agents de nucléation étrangers indispensables.
Les MCP eutectiques	<ul style="list-style-type: none"> • Point de fusion net similaire à une substance pure. • Chaleur latente volumétrique légèrement supérieure à celle des composés organiques. 	<ul style="list-style-type: none"> • Peu de données disponibles sur les propriétés thermiques de ces matériaux. • Peu utilisés au niveau des systèmes industriels.

Tableau I. 4 : Choix des MCP selon les avantages et les inconvénients [23].

On peut aussi choisir les MCP selon leur coût qui est un critère essentiel pour les industries. La Figure I.11 représente différents MCP en fonction de leur température de fusion et leur coût. L'érythritol ($T_{fusion} = 118 \text{ °C}$) et le mannitol ($T_{fusion} = 165 \text{ °C}$) présentent une densité énergétique élevée avec un faible coût d'investissement.

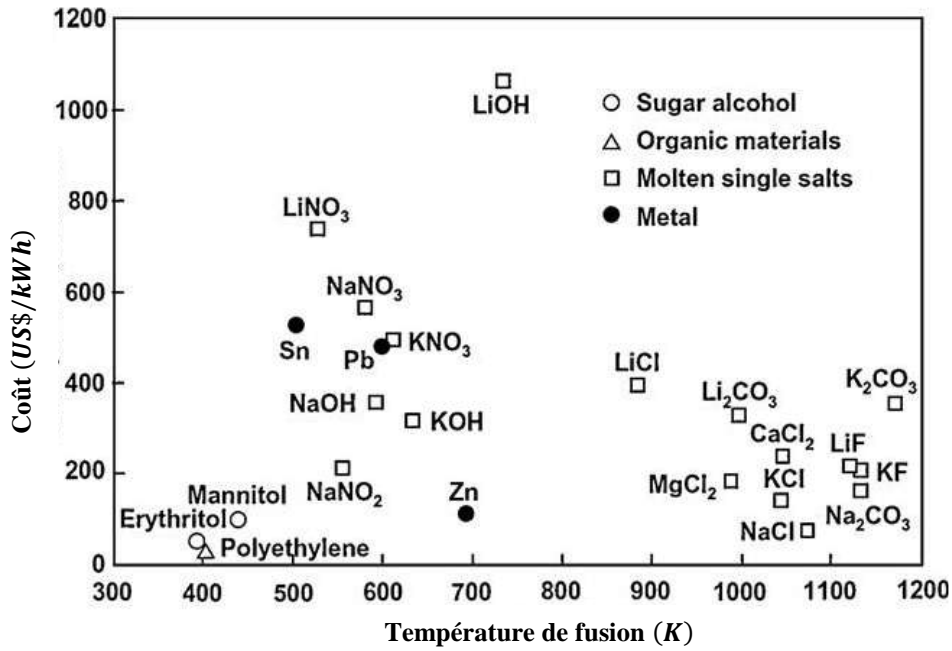


Figure I. 11 : Coût par rapport à la température de fusion des différents MCP [22].

I.4. Critères de choix des MCP

Les MCP peuvent réduire les besoins énergétiques des systèmes de refroidissement et les fluctuations de la température intérieure. Cependant, pour que les MCP soient efficacement utilisés pour le refroidissement passif dans l’enveloppe du bâtiment, plusieurs critères doivent être considérés. Le Tableau I.5 résume ces critères.

Critères	Propriétés
Thermodynamique	<ul style="list-style-type: none"> • Chaleur latente élevée par unité de volume. • Grande conductivité thermique. • Bonne densité et chaleur spécifique. • Température de changement de phase adaptable aux besoins.
Chimique	<ul style="list-style-type: none"> • Non-corrosive. • Non-inflammable. • Stable. • Non-toxique. • Recyclable.
Cinématique	<ul style="list-style-type: none"> • La surfusion doit être réduite, le recours à l'utilisation d'additif est nécessaire. • Un taux de cristallisation important.
Economique	<ul style="list-style-type: none"> • Disponibilité. • Prix raisonnable.

Tableau I. 5 : Différents critères lors du choix du MCP [24].

I.5. Conditionnement des matériaux

L'application de stockage thermique dans les bâtiments nécessite une compatibilité entre le matériau du réservoir de stockage et le MCP. De ce fait, le réseau de stockage doit assurer une bonne étanchéité en cas de fuite lorsque le MCP est liquide. En fait, le changement de phase produit une variation de volume pouvant endommager le conteneur si ce dernier ne peut pas supporter cette expansion [25].

Plusieurs techniques sont rencontrées pour conditionner les MCP :

- La micro-encapsulation.
- La macro-encapsulation.

I.5.1. Micro-encapsulation

La micro-encapsulation est une méthode où les MCP sont confinés dans des coquilles de petites tailles (diamètre de 1 à 1000 μm) prenant différentes formes. Ces capsules possèdent des nombreuses propriétés utiles [26,27]. Selon les propriétés physico-chimiques du produit noyau et la composition des parois, différents types de particules peuvent être obtenues (Figure I.12).

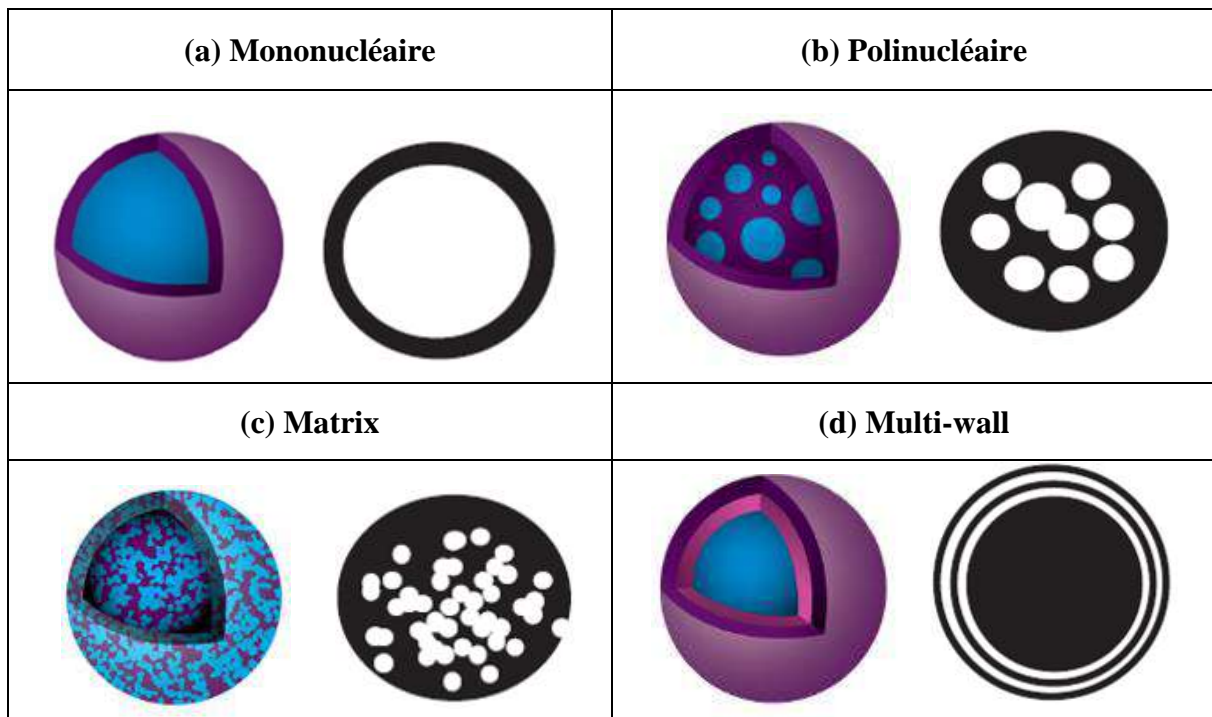


Figure I. 12 : Schéma des différents types de micro-encapsulation [26].

- a) Mononucléaire (noyau/coque) : Un seul noyau enveloppé d'un matériau de coque continu.
- b) Polynucléaire : Nombreux noyaux recouverts d'un matériau de coque continu.
- c) Matrix : Dans laquelle le matériau central est réparti de manière homogène dans le matériau de la coque.
- d) Multi-wall : Un noyau continu revêtu d'un matériau d'enveloppe continu multicouche.

La micro-encapsulation présente des avantages en tant que matériau de stockage thermique ou fluide caloporteur tels que [26] :

- Echange de chaleur à une température approximativement constante.
- Taux de transfert de chaleur plus élevé entre les microcapsules de MCP et le fluide en raison du rapport surface/volume élevé.
- Possibilité d'utiliser le même support pour stocker ou transporter de l'énergie.
- Un meilleur refroidissement que les fluides caloporteurs conventionnels dû à la diminution de la température du fluide puisqu'il y a une plus grande capacité thermique.

I.5.2. Macro-encapsulation

La macro-encapsulation est une méthode où le MCP est conditionné dans des contenants dont les dimensions vont du décimètre au mètre. La Figure I.13 présente différentes formes de la macro-encapsulation.

Ces différentes formes peuvent être utilisées comme parties constituantes d'échangeur de chaleur et en général elles sont fabriquées spécifiquement pour chaque application. Un des inconvénients de cette méthode est qu'elle peut limiter les transferts à cause de la faible conductivité thermique des MCP. De ce fait, une attention particulière doit être accordée au décollement entre le MCP et son contenant qui peut apparaître après plusieurs cycles de fusion-solidification.

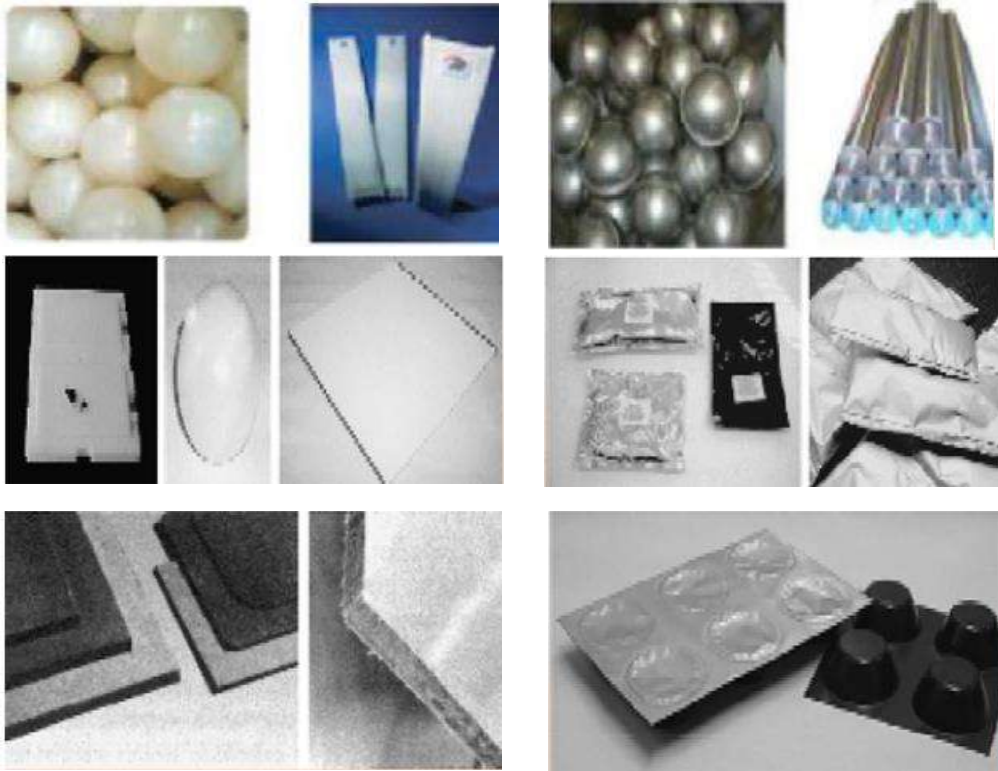


Figure I. 13 : Différentes formes de macro-encapsulation [28].

I.6. Applications des MCP

Les MCP sont utilisés dans différents domaines : le refroidissement des boîtes de transport de produits sensibles, le stockage de l'énergie solaire, les systèmes de climatisations, les systèmes de mémoires permanentes en informatique (conservation de l'information sans utilisation électrique dans une transition de phase vitreuse/cristalline) et le bâtiment.

Dans ce travail, on s'intéresse au secteur du bâtiment puisque ce dernier est soumis à des contraintes internes et externes. Les contraintes externes sont dues aux conditions climatiques (température de l'air, la vitesse du vent, le rayonnement solaire, etc.). Pour les contraintes internes, elles proviennent des charges internes. L'ambiance dans une pièce est dite confortable quand les variations de température sont minimales. Pour avoir une sensation de confort dans le bâtiment, il est conseillé d'utiliser des matériaux contenant des MCP. En effet, une paroi de 3 cm d'épaisseur contenant des MCP absorbe autant de calories qu'une paroi en béton de 18 cm d'épaisseur et qu'une paroi en brique d'épaisseur de 23 cm [29].



Figure I. 14 : Equivalence thermique de quelques parois de différentes épaisseurs en fonction de leurs matériaux [29].

L'intégration des MCP est une solution prometteuse pour l'avenir. Ils peuvent être utilisés pour chauffer ou refroidir un bâtiment à partir de trois méthodes [2] :

- Intégration dans les murs du bâtiment.
- Intégration dans les éléments de construction.
- Intégration dans les unités de stockages à chaud et/ou à froid.

Le Tableau I.6 résume les applications potentielles du stockage thermique par les MCP.

Méthode d'utilisation du MCP	Application	Objectif	Secteur
Stockage par MCP réparti dans la cloison (plâtre, ciment, PVC, mousse, verre, nid d'abeilles)	Chauffage et conditionnement d'air des locaux	Consommation heures creuses et conservation	Tous
Chauffage électrique avec stockage du MCP	Chauffage des locaux	Consommation heures creuses et conservation	Résidentiel, commercial et institutionnel
Stockage du MCP dans les gaines aérauliques pour le chauffage et la climatisation	Chauffage et conditionnement d'air des locaux	Consommation heures creuses	Commercial, institutionnel et industriel
Préchauffage d'air à MCP pour pompe à chaleur	Chauffage des locaux	Consommation heures creuses et conservation	Résidentiel, commercial et institutionnel
Murs rideaux	Chauffage des locaux	Conservation	Commercial, industriel et institutionnel
Chauffe-eau avec le stockage par les MCP	Chauffage de l'eau	Consommation heures creuses	Résidentiel, commercial et institutionnel

Tableau I. 6 : Applications potentielles de stockage de l'énergie thermique par les MCP [13].

De ce fait, l'utilisation de ces matériaux est l'objectif de très nombreuses recherches. Leur utilisation peut se faire de manière passive ou active. En situation passive, les MCP sont

intégrés dans les éléments constitutifs de l'enveloppe du bâtiment (murs, planchers, fenêtres, toitures, etc.) [30]. Dans le deuxième cas, le stockage se fait à l'aide d'un fluide caloporteur mis en mouvement par un système mécanique (pompe ou ventilateur).

Dans la suite du manuscrit, nous présentons quelques travaux axés sur l'intégration des MCP dans le bâtiment, principalement dans les murs.

I.7. Revues sur l'intégration des MCP

L'utilisation des MCP pour augmenter l'inertie thermique des bâtiments est une idée relativement ancienne datant des années 1940 lorsque Telkes a étudié l'utilisation de sulfate de sodium décahydrate pour stocker l'énergie solaire et pour le chauffage des locaux. Ses travaux n'ont pas suscité au début beaucoup d'intérêt et ce jusqu'à la crise énergétique de la fin des années 1970 et du début des années 80 [31].

Les premiers systèmes utilisés sont des systèmes passifs où les MCP sont incorporés directement dans les matériaux du bâtiment. Les premiers panneaux de construction de bâtiment contenant des MCP sont réalisés en Mexique par Wright et Balcomb qui fabriquent des maisons passives avec des systèmes dits à gains direct (matériaux de construction intégrant des paraffines dans les bétons) dans les années 1970 [32]. En France, durant la même année, il y eut la réalisation du premier plâtre-paraffine ayant pour objectif d'améliorer l'inertie des parois minces. Néanmoins, il génère une inflammabilité et un suintement qui ralentit le développement de l'intégration des MCP dans le secteur du bâtiment. En 1978, Telkes et al. ont émis l'idée d'utiliser des MCP dans des murs Trombes. A partir des années 2000, des techniques qui permettent de résoudre les problèmes d'inflammabilité et de suintement ont été mis en place. Parmi ces techniques, citons la technique de micro-encapsulation [33]. Plusieurs chercheurs ont étudié la performance thermique de la paroi intégrant un MCP (plancher, plafond et mur vertical) par des expériences et simulations pour les constructeurs de bâtiments pour pouvoir limiter les consommations d'énergie dans les bâtiments et assurer le confort thermique.

Dans ce qui suit, nous passons en revue les travaux de la littérature consacrés au comportement thermique dans une paroi intégrant un MCP.

Bourdeau [34] a testé deux parois de capteurs de stockage passif contenant un MCP (chlorure de calcium hexahydraté avec un point de fusion à 29 °C). Il a conclu qu'un mur de 8,1 cm avec MCP offre des performances thermiques légèrement supérieures à celles d'un mur de maçonneries de 40 cm d'épaisseur. Des tests expérimentaux et théoriques ont été réalisés pour

étudier la fiabilité des MCP en tant que mur Trombe. Swet [35], Ghoneim et al. [36] et Chandra et al. [37] ont utilisé du sulfate de sodium décahydraté (point de fusion 32 °C) comme MCP dans une paroi Trombe exposée au sud. Ils ont également signalé que le mur Trombe avec un MCP d'épaisseur plus faible était mieux qu'un mur de maçonnerie ordinaire pour permettre un stockage efficace de l'énergie thermique. Knowler [38] a utilisé de la cire de paraffine avec des additifs métalliques pour augmenter la conductivité et l'efficacité globales de la paroi Trombe.

Athienitis et al. [33] ont mené une étude expérimentale et une simulation numérique sur l'application de MCP aux composants d'enveloppe de bâtiments destinés au stockage thermique dans une salle d'essais solaires passifs. Des plaques de plâtre imprégnées d'environ 25 % en masse d'un MCP (Stéarate et Butyle) ont été utilisées. Une similarité entre la simulation et les résultats expérimentaux a été observée. Il a été démontré que l'utilisation du MCP pouvait réduire la température ambiante maximale d'environ 4 °C pendant la journée et réduire considérablement la charge de chauffage pendant la nuit.

D'autres auteurs, dont l'étude expérimentale et la simulation numérique de KISSOCK et al. [39], ont traité des cellules tests avec des parois à MCP fabriquées par imprégnation d'un mélange d'hydrocarbure alkyle. Cette expérience vise à comparer les résultats obtenus sur deux cellules : l'une avec MCP et l'autre sans MCP. L'évolution de la température a été relevée durant trois jours pour les deux cellules. Ils ont trouvé un accroissement remarquable de la capacité thermique apparente. Ils ont aussi développé un modèle de simulation numérique en s'appuyant sur une approche par différences finies où le rayonnement solaire est pris en compte. Les équations aux différences finies établies pour chaque composante du bâtiment sont combinées avec les apports d'air neuf dans les équations du bilan d'énergie.

La première expérience sur le refroidissement et la ventilation naturelle ont été traitées par Turnpenny et al. [40]. Dans ce travail, un système de ventilation nocturne utilisant un système de stockage de chaleur latente avec des caloducs intégrés dans un MCP. L'air de la pièce est aspiré par les extrémités exposées des caloducs à l'aide de ventilateurs à faible puissance comme indiqué à la Figure I.15. Le taux de transfert de chaleur était d'environ 40 W sur une période de fusion de 19h pour une différence de température entre l'air et le MCP de 5 °C. Ils ont signalé une amélioration de la conception du même système en utilisant un modèle de ventilateur de plafond à trois pales avec un diamètre de 1200 mm et un débit d'air de 3 m³/s. La nuit, l'air extérieur est aspiré et dirigé sur le caloduc à l'aide du ventilateur de plafond soufflant vers le bas. L'air chaud est expulsé par la conduite de sortie. Pendant la journée, les bouches d'aération sont fermées et le ventilateur de plafond souffle vers le bas pour refroidir la pièce. Le taux de

transfert de chaleur a été mesuré et évalué à 200 W, ce qui était suffisant pour répondre à la charge estivale.

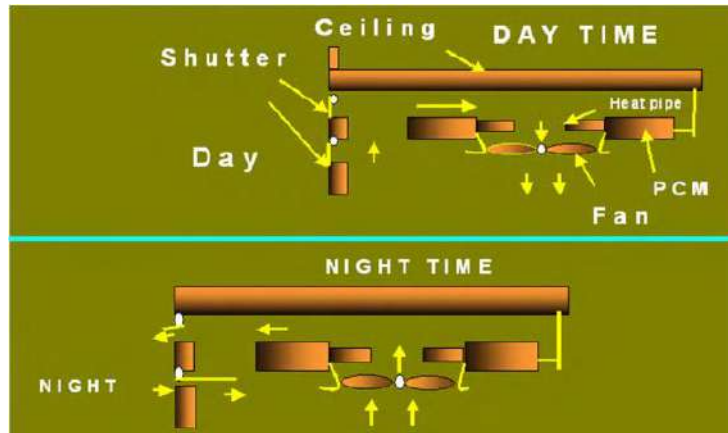


Figure I. 15 : Système proposé par Turpenney et al. [40].

Une approche similaire a été adoptée par Kondo et al. [41] qui avaient développé un mur contenant un MCP. Ils ont comparé par simulation numérique la variation de la température de la surface intérieure en fonction du temps pour plusieurs types de mur d'épaisseurs différentes, avec MCP, en plâtre ou en béton ordinaire. Il a été démontré que les murs contenant le MCP présentaient les fluctuations de températures les plus faibles et qu'un mur avec MCP de 24 mm d'épaisseur est comparable du point de vue thermique à un mur en béton de 160 mm d'épaisseur.

Une étude sur le refroidissement naturel a été réalisée par Yanbing et al. [42]. Dans ce travail, l'air frais extérieur est insufflé pendant la nuit dans le système de lit d'emballage de MCP pour charger l'air froid dans le MCP, comme indiqué sur la Figure I.16. Pendant la journée, la chaleur est transférée au système de stockage d'énergie calorifique latente et le froid stocké par le MCP est déchargé dans la chambre pendant la nuit. Le débit d'air a été contrôlé pour répondre à différentes demandes de charge de refroidissement pendant la journée. La température de l'air ambiant est réduite dans le système de ventilation nocturne en raison du refroidissement naturel.

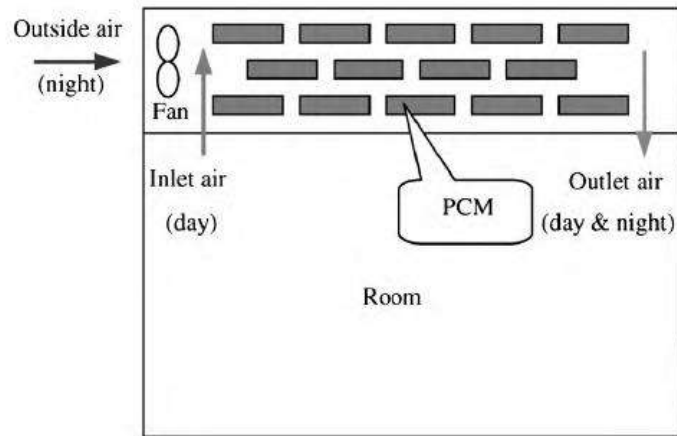


Figure I. 16 : Système proposé par Yanbing et al. [42].

Une étude par Ahmad et al. [5] a été présentée en vue d'améliorer l'inertie thermique des parois, le confort à l'intérieur des locaux et réaliser une enveloppe légère. Pour cela, ils ont présenté une méthode permettant de combiner les avantages potentiels des panneaux isolants sous vide VIP (Vacuum Insulation Panel) avec MCP et du panneau sans MCP.

Deux parties ont été traitées. La première vise à étudier les propriétés thermiques des parois expérimentalement et numériquement pour choisir le type de paroi ainsi que le MCP. Le MCP choisi est le polyéthylène glycol (PEG) 600 dont la température de fusion est comprise entre 21 et 25 °C et la chaleur de fusion latente d'environ 148 kJ/kg. La deuxième partie est une étude de deux cellules tests isolées avec un VIP. Une cellule est équipée de panneaux contenant le MCP couplés avec le super isolant (Figure I.17).

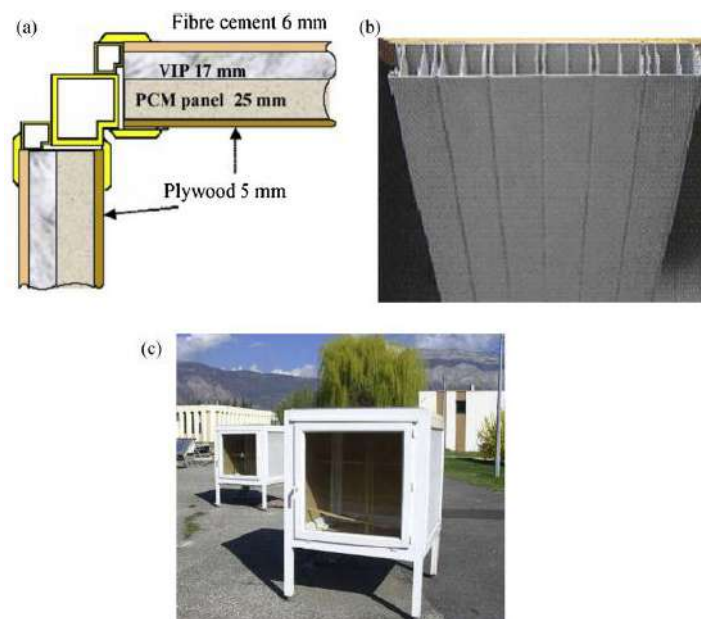


Figure I. 17 : (a) Cellule test contenant du MCP, (b) Panneau de PVC, (c) Vue externe des cellules tests [5].

Des mesures de température et de flux sont réalisées pour déterminer le comportement thermique des deux cellules pour différentes conditions climatiques (Figure I.18). Une simulation numérique en utilisant TRANSYS a donné des résultats similaires à l'expérience. L'étude a montré aussi qu'il y a un stockage de manière rentable de l'énergie solaire entrant par les faces vitrées. En été comme en hiver, l'amplitude de la température intérieure de la cellule avec MCP est diminuée de 20 °C sur un cycle journalier. Le MCP joue donc le rôle d'amortisseur thermique.

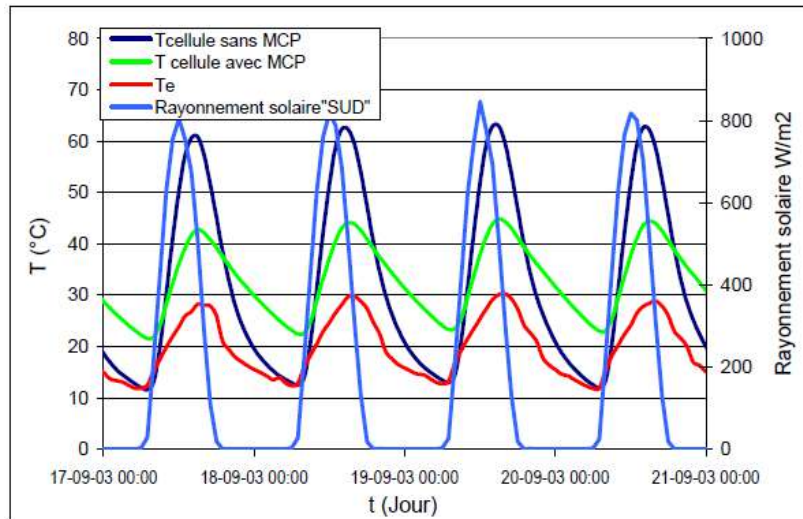


Figure I. 18 : Evolution des températures intérieures des deux cellules [5].

Une étude de faisabilité d'un système de refroidissement naturel a été réalisée par Zalba et al. [43]. Dans ce travail, une installation expérimentale de plaque plate de MCP encapsulé a été utilisée avec des MCP ayant une température de fusion voisine de 20-25 °C, comme indiqué sur la Figure I.19. Les principaux avantages de l'encapsulation de plaques plates sont : (i) le processus de fusion et de congélation d'un MCP sur une surface de plaque est symétrique, (ii) le transfert de chaleur dans le MCP peut être contrôlé avec l'épaisseur sélectionnée de l'encapsulation et (iii) une surface élevée disponible. Les paramètres du système analysés sont le taux de charge et de décharge du rapport énergie/volume. Les températures de l'air pendant la fusion (décharge) du MCP étudié étaient de 28 et 30 °C. Les températures de l'air sélectionnées pendant la congélation (charge) du MCP étaient de 16 et 18 °C. Afin de maximiser le transfert de chaleur, le débit d'air a été choisi pour obtenir un nombre de Biot proche de 1. Le processus de solidification était plus rapide (i) lorsque l'épaisseur des enveloppes était faible, (ii) la différence de température entre l'air et la température de fusion du MCP était plus élevée et (iii) le débit d'air était plus élevé. Le temps de solidification est inférieur et le temps de fusion est davantage lié à la convection libre dans la phase liquide.

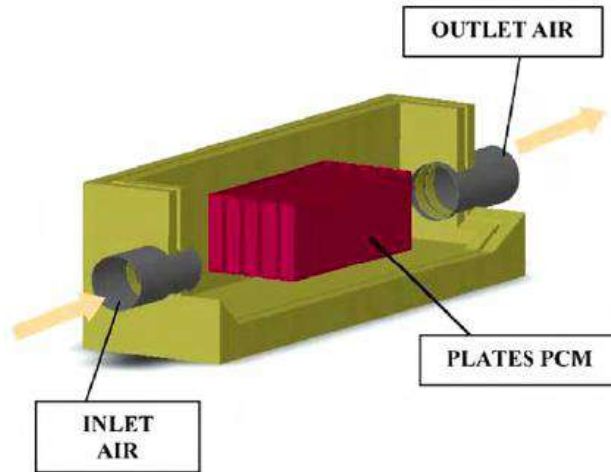


Figure I. 19 : Echangeur de chaleur de Belen Zalba et al. [43].

Takeda et al. [44,45] ont développé un système de ventilation utilisant le stockage d'énergie thermique à l'aide des granules de MCP. Dans ce travail, un système de ventilation expérimental, illustré sur la Figure I.20, assure un échange thermique direct entre l'air de ventilation et les granules contenant un MCP.

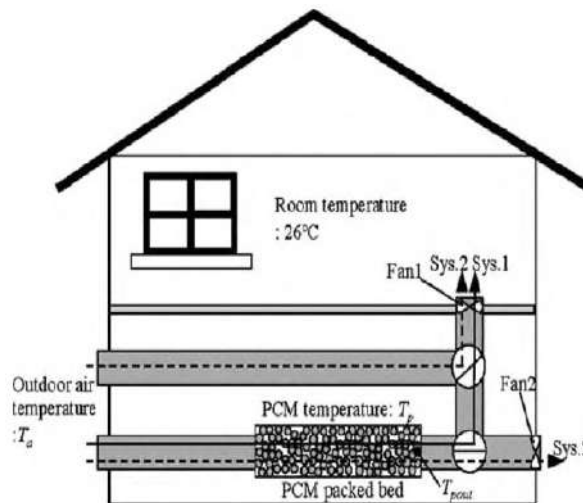


Figure I. 20 : Système proposé par Takeda et al. [44,45].

La température de sortie de l'air est mesurée lorsque la température de l'air d'entrée a été modifiée périodiquement pour simuler les modifications de la température de l'air ambiant extérieur. Les résultats ont montré que la température de l'air de sortie était stabilisée et restait dans la plage de température de changement de phase. Les granules de MCP sont conservés dans un conduit rectangulaire à tuyaux parallèles constitué de panneaux isolants thermiques d'épaisseur 100 mm comme indiqué sur la Figure I.20. Le conduit est installé verticalement et les granules de MCP sont emballées au centre du conduit. Les granules ont un diamètre de 1 à 3 mm et sont constituées de 65 % de matériaux céramique et de 35 % d'hydrocarbures de

paraffine. Le lit garni a une grande capacité à stabiliser les fluctuations de la température de l'air extérieur.

Marin et al. [46] ont amélioré l'expérience de Belen Zalba [43] en incluant un matériau à base de graphite dans le MCP pour améliorer le transfert de chaleur dans le MCP. En raison de l'addition du graphite, la conductivité thermique du MCP est augmentée sans grande réduction du stockage d'énergie. L'ajout de graphite présente d'autres avantages : la diminution du sous-refroidissement des hydrates de sel et la diminution des variations de volume de la paraffine. Ces plaques contiennent alternativement le MCP et le composite avec le MCP incorporé dans une matrice de graphite (Figure I.21). Il a été constaté une réduction importante du temps, d'environ de moitié, dans le cas d'utilisation de la matrice de graphite par rapport au MCP uniquement, mais une réduction de l'énergie stockée entre 12 % et 20 % sur la base du volume de stockage occupé par le graphite.

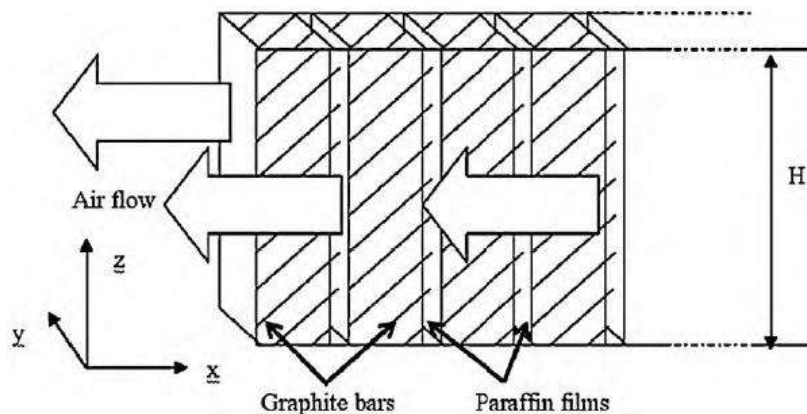


Figure I. 21 : Arrangement de MCP- graphite réalisé par Marin et al. [46].

Shilei et al. [47] ont comparé une pièce ordinaire sans et avec MCP dans des conditions climatiques hivernales au nord-est de la Chine. L'impact sur la température intérieure, la température de surface des panneaux muraux et le flux thermique à travers le mur ont été évalués. Dans cette expérience, l'acide caprique et l'acide laurique sont mélangés en proportion de 82 % et 18 % respectivement pour réaliser un MCP appliqué aux panneaux muraux à changement de phase. La température de transition et la chaleur latente de ces panneaux muraux à MCP sont testées par calorimétrie à balayage différentiel. Les résultats indiquent qu'on peut les utiliser dans les bâtiments afin de réduire les coûts énergétiques et l'énergie électrique. Les propriétés thermiques des panneaux muraux à MCP sont ensuite analysées. Les résultats révèlent que la salle qui intègre le MCP peut améliorer l'environnement thermique intérieur.

Nagano et al. [48] ont intégré directement de MCP sur les panneaux de plancher sous forme de granules de plusieurs millimètres de diamètre. Ce lit compacté en MCP est perméable à l'air et convient donc aux systèmes de climatisation à alimentation au sol. Pendant la nuit, la circulation de l'air frais dans le sous-sol permet de charger de l'énergie froide dans la dalle de béton, le panneau de plancher et le lit compacté en MCP. Pendant la journée, de l'énergie de refroidissement peut être utilisée pour éliminer la charge de refroidissement de la pièce. Cette méthode, illustrée sur la Figure I.22, est supérieure à celle d'un système de stockage sensible car la capacité de stockage de masse de bâtiments est limitée.

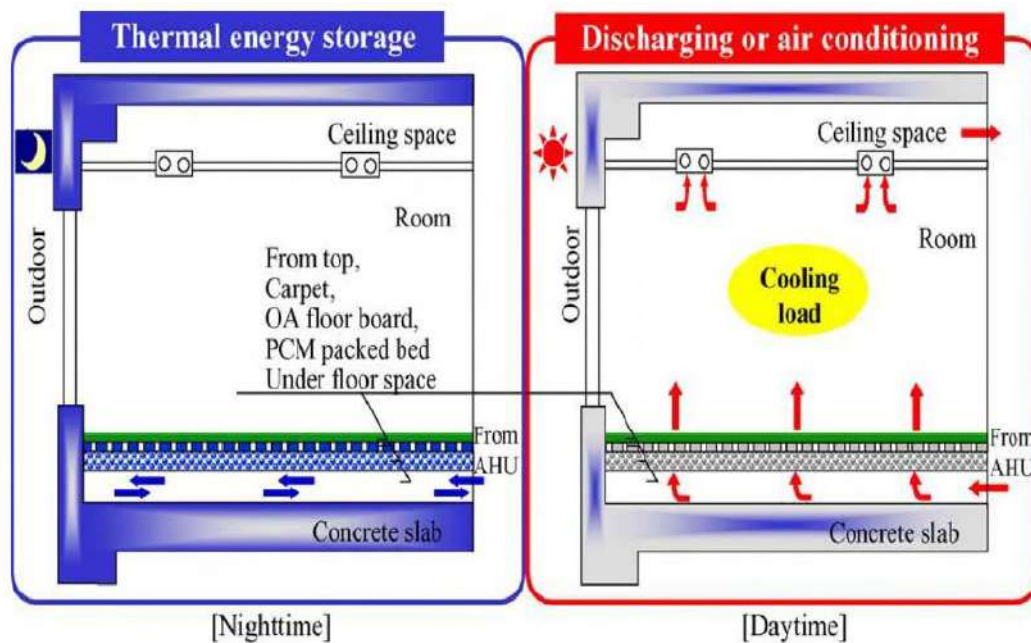


Figure I. 22 : Système proposé par Nagano et al. [48].

Arkar et Medved [49] ont intégré le modèle de température/réponse du système de stockage d'énergie calorifique latente (LHES) à lit compacté et le logiciel TRNSYS pour prévoir la température intérieure et la taille précise du système LHES pour les applications de refroidissement naturel. La RT 20 MCP à base de paraffine incluse dans des modèles sphériques a été prise en compte dans cette étude et analysée à l'aide du système LHES cylindrique. Les modèles développés ont été simulés numériquement pour différents types de ventilation naturelle et de modes de refroidissement naturel. Les solutions numériques ainsi obtenues ont été comparées aux mesures expérimentales pour les conditions aux limites d'entrée généralement utilisées pour les processus de refroidissement libre et ont ainsi été validées.

Zukowski [50] a décrit les effets combinés d'un système de stockage d'énergie calorifique latente à court terme avec un système de distribution d'air sous le sol pour une

application de refroidissement dans les bâtiments. Le matériau de stockage (MCP) était enfermé dans un nouveau type d'enceinte en film de polyéthylène afin de garantir un transfert de chaleur efficace lors des processus de changement de phase.

La Figure I.23 illustre l'enceinte en MCP et les étapes particulières du processus de solidification et de fusion. Le RII-56 à base de cire de paraffine était le MCP utilisé pour l'expérimentation. Différentes expériences ont été réalisées sur ce système en modifiant la température de l'air d'admission de 60 à 70 °C et son débit volumique de 20 à 40 m³/h. Ce MCP contenu dans le sac en film de polyéthylène présente des contraintes thermiques et une résistance minimale lors des processus de charge et de décharge et permet le refroidissement libre dans les bâtiments.

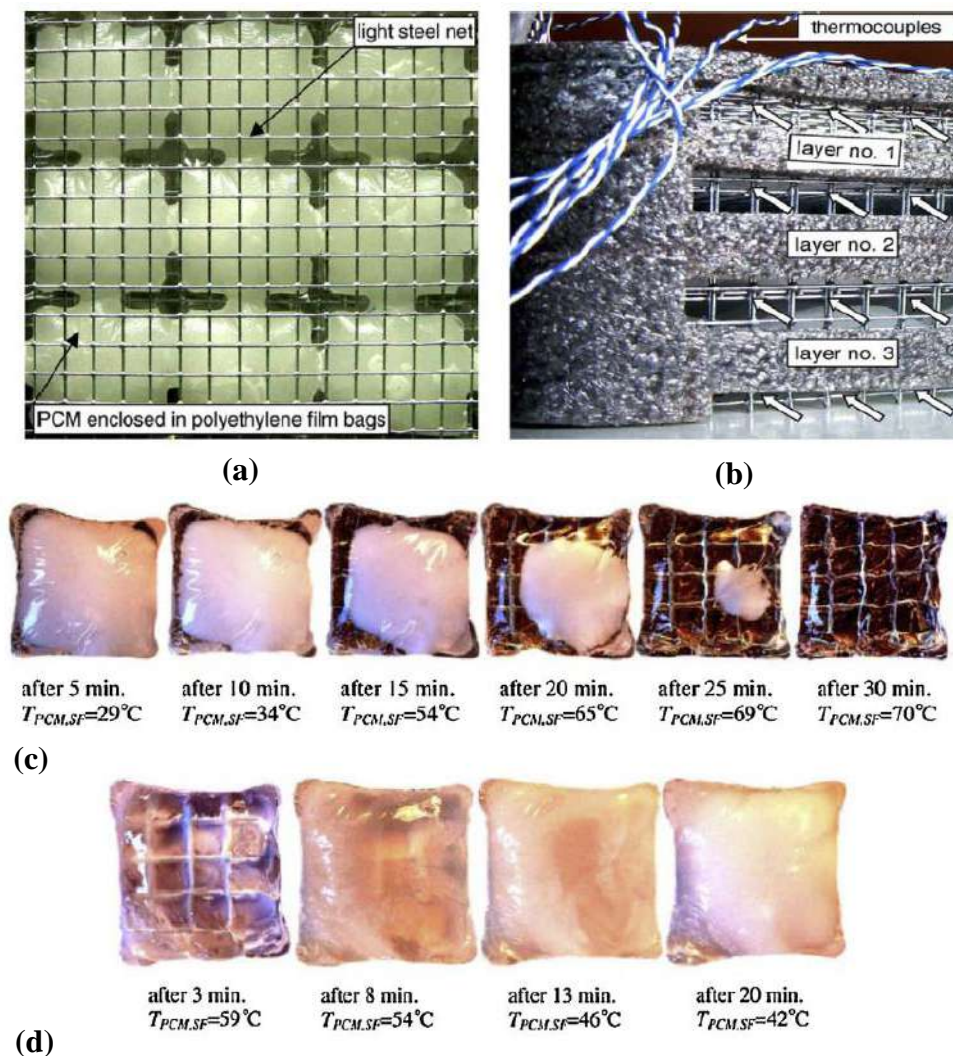


Figure I. 23 : (a) MCP contenu dans le sac en film de polyéthylène, (b) Disposition des couches de MCP, (c) Stades particuliers du processus de fusion, (d) Stades particuliers du processus de solidification.

Parmi les différents types de MCP pour le stockage de chaleur, le MCP à forme stabilisée (shape stabilized PCM- SSPCM) est un nouveau type de composé constitué de MCP sous forme de phase dispersée et de polyéthylène haute densité. La caractéristique intéressante de la technologie SSPCM est que, tant que la température de fonctionnement est inférieure au point de fusion de support, la technologie SSPCM ne modifie pas sa forme et réduit les risques liés aux fuites. Les SSPCM peuvent être utilisés pour stocker de l'énergie thermique dans les bâtiments sans qu'il soit nécessaire de les encapsuler. A cet égard, Lin et al. [51] ont étudié le stockage thermique des plaques SSPCM pour un système de chauffage électrique au sol équipé d'un système d'alimentation en air sans conduit. Le système de plaques SSPCM associé au système de chauffage par le sol conduit à une hausse de la température de pointe moyenne inférieure de 8 °C avec une température de surface SSPCM maintenue à 45 °C tout le temps. Cela a déplacé la consommation totale d'énergie électrique de la période de pointe vers les périodes creuses. En faisant varier le débit d'alimentation en air dans les différentes conditions et en choisissant la température de fusion correcte des plaques de SSPCM sélectionnées en fonction de la demande de chauffage, la température intérieure peut être réglée sur la plage de confort.

Pasupathy et Velraj [52] ont utilisé une approche différente pour déterminer les performances thermiques de la structure d'un toit de bâtiment soumis à des variations saisonnières en utilisant un arrangement avec MCP à double couche, dans une région climatique chaude et humide. Les panneaux avec MCP à double couche étaient configurés entre la dalle de toit et la dalle de béton. Pour tous les cycles d'essai, les performances thermiques du toit du bâtiment étaient sensiblement bonnes et les variations de température dans la pièce ont été considérablement réduites. Ceci a été attribué aux MCP à double couche dont la température de fusion est maintenue entre 6 et 7 °C au-dessus de la température moyenne de l'air ambiant pendant les périodes froides du début de matinée. La Figure I.24 montre la structure de toit intégrée à un MCP. Ce système permet éventuellement de déplacer la demande de charge de pointe et d'économiser beaucoup d'énergie dans les bâtiments selon une stratégie opérationnelle tout au long de l'année.

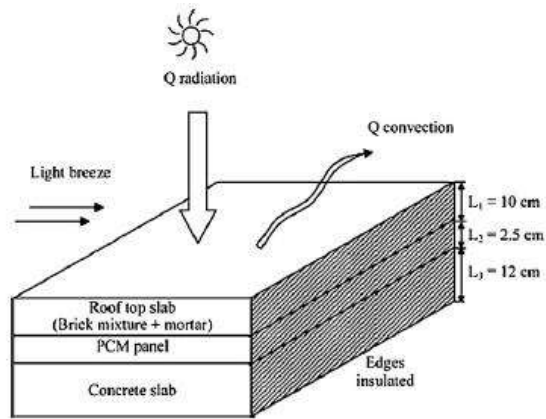


Figure I. 24 : Structure de toit intégrée à un MCP.

Medved et Arkar [53] ont étudié le potentiel de refroidissement naturel pour différents sites climatiques en Europe. La taille du système de stockage d'énergie calorifique latente a été optimisée sur la base des degrés de refroidissement calculés. Six villes représentatives ont été sélectionnées en Europe pour couvrir un large éventail de conditions climatiques différentes. Des études numériques du refroidissement naturel ont été effectuées sur une période de 3 mois d'été. Pour comparer l'efficacité du refroidissement naturel, les heures de refroidissement calculées ont été déterminées pour la même période. Le système de stockage d'énergie calorifique latente a été optimisé pour certains paramètres, tels que la plage de température, la température de fusion et le rapport masse/débit du MCP. Sur la base des résultats des expériences de Zalba et al., deux prototypes différents d'échangeurs de chaleur air/MCP à l'échelle réelle ont été conçus et testés par Lazaro et al. [54] selon les normes ANSI/ASHRAE standard 94.1-2002 (méthode de test des dispositifs de stockage actifs à mémoire latente, basée sur les performances thermiques). Dans cette méthode, afin d'obtenir une précision dans la mesure du débit d'air et de la différence de température entre l'entrée et la sortie, des thermopiles de précision ont été utilisées pour la mesure des températures d'entrée et de sortie. Deux prototypes (Figure I.25) ont été testés pour le transfert de chaleur entre l'air et le MCP. Le prototype 1, illustré sur la Figure I.25 (a), utilise des sachets en aluminium remplis d'un MCP inorganique et de l'air passe dessus. L'air circule parallèlement aux poches de bas en haut. Lors des tests avec une température d'entrée constante, les résultats ont montré que les vitesses de refroidissement étaient faibles et que le temps de fusion était le double. Le prototype 2 a été conçu à l'aide de panneaux d'aluminium remplis de MCP organique, comme illustré sur la Figure I.25 (b). La configuration a été testée avec différents débits d'air et il a été observé qu'elle avait une influence sur le temps de fusion et la puissance de refroidissement. Cela indique que le transfert de chaleur par conduction à l'intérieur du MCP devient déterminant par rapport à la

convection. Un modèle empirique pour un prototype à échelle réelle d'un échangeur de chaleur air/ MCP est discuté par Lazaro et al. [55]. A partir des résultats expérimentaux, un modèle empirique pour simuler le comportement thermique de l'échangeur a été testé dans différents cas pour évaluer la viabilité technique de son application. Etant donné que les propriétés thermiques du MCP varient en fonction de la température, la conception d'un échangeur de chaleur en MCP doit être basée sur une analyse transitoire. Ce travail montre que les critères de sélection de MCP doivent inclure la demande de puissance.

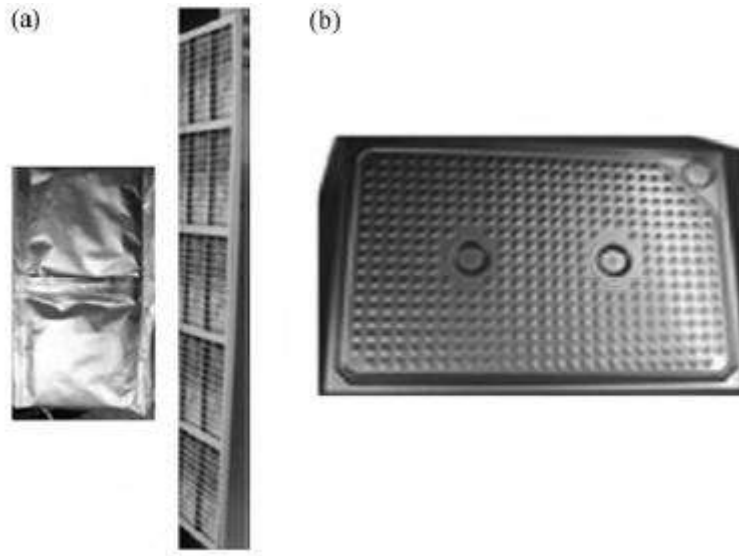


Figure I. 25 : Des encapsules utilisés par Lazaro et al. (a) Pochettes, (b) Panneaux plats.

Une étude comparative du comportement thermique d'une brique creuse et d'une brique contenant du MCP à base de paraffine a été réalisée par Royon et al. [56]. L'étude expérimentale montre que l'utilisation d'une brique creuse remplie de MCP améliore le confort par la stabilisation de la température du milieu.

Butala et Stritih [57] ont déterminé expérimentalement la capacité de stockage à froid de MCP, pour les applications de refroidissement naturel dans les bâtiments. Ils ont utilisé des RT 20 à base de paraffine. Deux ailettes en aluminium étaient disposées de part et d'autre de l'enceinte de la boîte en métal, ce qui augmentait la capacité de transfert de chaleur de la chambre froide. Une étude détaillée a été réalisée sur le MCP sélectionné en faisant varier la température et la vitesse de l'air d'admission pendant la nuit.

Un nouveau logiciel "CODYMUR" a été développé par Kuznik et al. [58] : il prend en compte les MCP et permet de déterminer l'épaisseur optimale du matériau à partir des caractéristiques d'un MCP. La paroi examinée est constituée d'un ensemble de couches auxquelles est affectée une série de paramètres qui définissent les échanges thermiques en

surface. La paroi est de faible inertie et composée, en partant de l'extérieur, de 2 cm de bois et 10 cm de laine de verre, le MCP est d'épaisseur variable et de 1 cm de plâtre. Pour les conditions aux limites intérieures et extérieures, ils ont considéré pour la mi-saison ou l'été une évolution sinusoïdale de la température extérieure, sans rayonnement solaire, entre 15 °C et 35 °C. Pour l'intérieur, l'évolution sinusoïdale choisie a été prise entre 18 °C et 25 °C. La Figure I.26 révèle que l'énergie emmagasinée puis évacuée par la paroi traverse un optimum aux alentours d'une épaisseur de 1 cm de MCP et le fait de choisir une épaisseur de 5 mm répond à un bon compromis en termes de gains procurés et de surcoût induit par l'installation de ce genre de matériau.

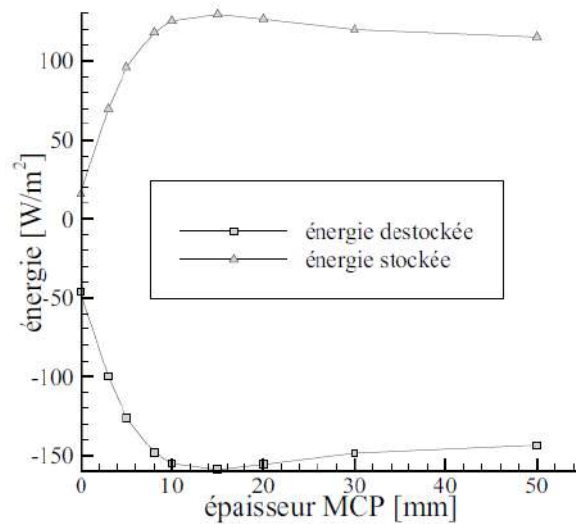


Figure I. 26 : Résultats concernant l'énergie stockée et déstockée au cours d'une journée en fonction de l'épaisseur de MCP [58].

Parmi les autres études, une étude réalisée par Heim [59], a traité deux cas de bâtiment : un bâtiment solaire passif et un bâtiment solaire passif à ventilation naturelle avec deux salles à gain de chaleur direct utilisant un MCP. La première étude de cas porte sur le bâtiment solaire qui contient des structures de vitrage prédominantes permettant plus de rayonnement incident à l'intérieur du bâtiment pour le chauffage du local. La deuxième étude de cas se concentre sur la triple zone d'un bâtiment à ventilation naturelle. A l'exception de la surface de sol, tous les murs intérieurs des côtés Est et Ouest du bâtiment à vitrage solaire étaient munis d'un panneau de mur composite gypse-MCP. Le mur extérieur sud du bâtiment à ventilation naturelle était muni d'un matériau isolant transparent (Transparent Insulation Material : TIM) qui sépare les deux salles passives des côtés Est et Ouest du bâtiment. Les températures de fusion sont de 21, 24, 27, 30 °C et 20, 30, 40 °C pour les composites gypse-MCP et TIM-MCP respectivement.

Des simulations numériques ont été réalisées pour les deux bâtiments selon la méthode de la capacité thermique réelle et la méthode de la source de chaleur supplémentaire. Les résultats de la première étude suggèrent que, pour les conditions climatiques variables tout au long de l'année, le composite de gypse-MCP ayant une température de fusion de 21 °C se comporte mieux que les autres composites de MCP. Il stocke plus de chaleur latente en été et libère de la chaleur en hiver pour compenser la demande de chauffage. De même, dans le deuxième cas, on constate que le TIM-MCP avec un point de fusion de 20 °C présente de bonnes performances par rapport aux autres points de fusion et garantit également des conditions thermiques stables dans l'espace intérieur du bâtiment. Les configurations épaisses et minces de MCP installés dans les deux bâtiments ont respectivement augmenté les capacités de stockage et de libération de chaleur latente, de même que l'énergie thermique excédentaire stockée pouvant être utilisée pendant la nuit.

Ceron et al. [60] ont conçu des tuiles incorporées avec MCP et ont conduit des tests expérimentaux pour étudier leur performances thermiques (Figure I.27).

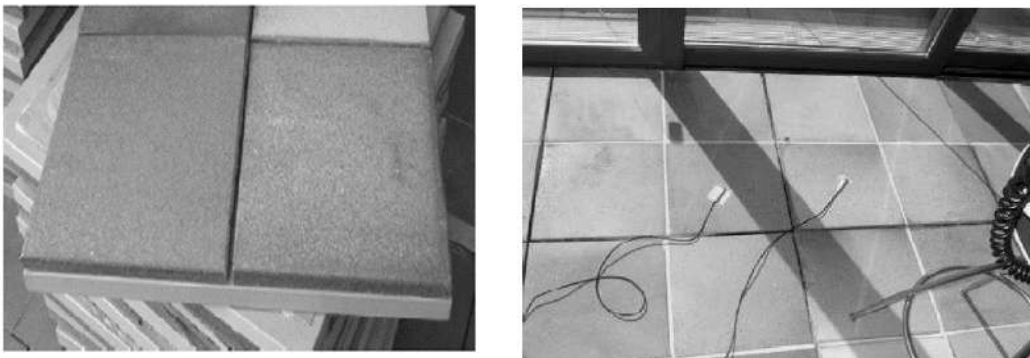


Figure I. 27 : Tuile avec MCP.

Le prototype a été testé expérimentalement et les résultats ont prouvé que c'était une bonne idée pour améliorer les performances énergétiques des locaux ensoleillés. Les dalles avec MCP sont donc des systèmes de stockage d'énergie pouvant être utilisés comme conditionneurs thermiques passifs dans une maison pendant l'hiver tout en stabilisant la température de la pièce et en réduisant la consommation d'énergie pendant la nuit. D'autre part, en prenant compte l'analyse des résultats, on constate qu'ils sont également des accumulateurs efficaces en été. Il faut seulement augmenter la température nominale du changement de phase afin de rendre le système plus efficace en tant que dissipateur thermique. Il a également été démontré qu'une grande efficacité est obtenue sur les carreaux ensoleillés, la contribution des carreaux les plus

éloignés de la fenêtre étant très faible. Ceci implique que le système devrait être limité à la partie du sol pouvant recevoir un rayonnement solaire direct.

Les gains thermiques qui pénètrent dans l'espace intérieur à partir d'ambiances extérieures chaudes peuvent être sensiblement réduits grâce à la structure du toit du bâtiment, encastrée dans des ouvertures en tronc de cône remplies de MCP, comme proposé par Alwadhi et Alqallaf [61]. Le P116, le n-icosane et le n-octadécane sont les MCP utilisés dans l'analyse avec des températures de fusion de 47, 37, 27 °C et une chaleur latente de fusion de 225, 241 et 225 kJ/kg, respectivement. Les études paramétriques effectuées sur diverses géométries de MCP révèlent que chaque type de MCP en fonction de ses propriétés de fusion, maintient la température de la toiture à un niveau modéré nettement inférieur aux conditions extérieures. En outre, le flux de chaleur de pointe est réduit de 39 % dans le cas du n-icosane et les trous coniques de type troncs contribuent à augmenter le taux de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur, le MCP et l'air extérieur tôt le matin, pendant les heures de pointe. Les trous coniques contenant des MCP construits sur les structures de toit aideront donc à minimiser les effets de gain de chaleur et les variations de température dans les environnements intérieurs. La Figure I.28 montre une représentation schématique de l'ouverture conique remplie de MCP sur le toit avec les détails de la modélisation.

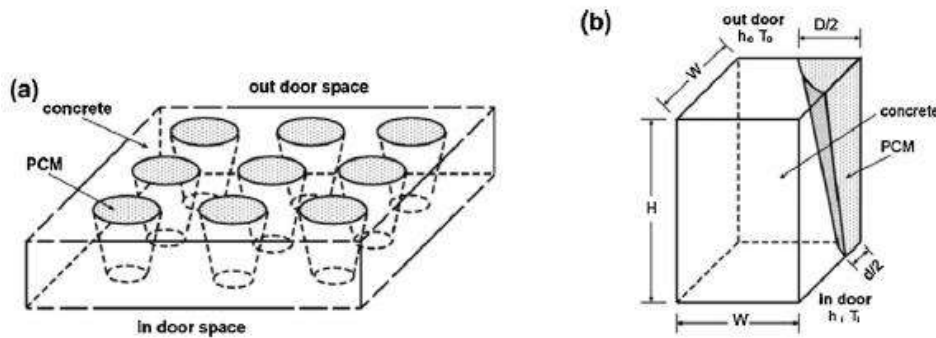


Figure I. 28 : (a) Représentation schématique des ouvertures coniques remplies de MCP sur la structure du toit, (b) Paramètres géométriques.

Borreguero et al. [62] se sont focalisés sur un bloc de plâtre qui contient trois quantités différentes des MCP. Leur objectif est d'évaluer l'impact de l'isolation par les MCP sur le confort thermique. Une étude expérimentale et numérique a été menée. Les courbes théoriques obtenues pour le bloc de plâtre avec les trois quantités des MCP sont en accord avec les courbes expérimentales. Les résultats ont également montré que plus la teneur en MCP est élevée, plus la capacité de stockage d'énergie du panneau mural est élevée et plus la variation de température du mur est faible. Il a été constaté qu'un bloc contenant 5 % en poids de microcapsules

permettait de réduire l'épaisseur de plâtre de 8,5 % tout en maintenant le même effet isolant. De plus, ce type de matériau peut être utilisé pour améliorer le confort, économiser de l'énergie dans les bâtiments et même réduire le poids des panneaux muraux.

Du point de vue de la conception d'économie en énergie, l'augmentation de la masse thermique des bâtiments à l'aide de MCP est une méthode viable dans les bâtiments modernes. Ces bâtiments à conception passive réduiraient considérablement le taux de consommation d'énergie des équipements de chauffage et de climatisation. Diaconu [63] a étudié un système de mur muni de MCP dans l'enveloppe du bâtiment pour évaluer la performance du système avec quatre profils d'occupation distincts avec et sans schéma de ventilation. La modélisation et la simulation de la paroi avec MCP pour les profils d'occupation considérés montre qu'on peut réaliser des économies d'énergie de chauffage de l'ordre de 10 kWh, tandis que la température de MCP est maintenue à 19 °C. Il a constaté que la sélection de la température de fusion optimale du MCP est importante pour améliorer l'efficacité énergétique du mur en MCP.

D'autres auteurs ont voulu améliorer les conditions de confort thermique à l'intérieur des espaces occupés et minimiser l'inclusion de MCP dans la masse thermique du bâtiment. Dans ce contexte, Karlessi et al. [64] et Santamouris et al. [65] ont mené des expériences sur divers revêtements de couleur adaptés aux applications de refroidissement passif de bâtiments. Ils ont analysé les performances thermiques des revêtements froids réfléchissants dans l'infrarouge pour les bâtiments dans lesquels les MCP organiques (paraffines) sont combinés avec un système de liaison approprié et dopés avec les suspensions de revêtements froids. Les MCP utilisés contiennent des pigments micro-encapsulés de particules de 17-20 m et ont une chaleur de fusion latente d'environ 180 J/g. Trois températures de fusion ont été préparées 18, 24 et 28 °C et différentes concentrations ont été testées sur des revêtements de six couleurs différentes. Les revêtements de couleur dopés au MCP appliqués sur l'extérieur du bâtiment ont permis de réduire la température de surface de presque 7 °C par rapport aux revêtements de couleur froide courants et simples. En outre, on observe que la réduction de la température de surface est d'environ 12 % par rapport aux revêtements courants de la même couleur. De ce fait, des niveaux acceptables de confort thermique intérieur avec des fluctuations réduites de température intérieure ont été obtenus.

Le Tableau I.7 présente les différences de température de divers échantillons de revêtement de couleur.

	Noir	Bleu	Vert	Gris	Marron	Brun doré
T_{max}						
Commun	67,9	63,1	64,7	65,2	62,6	58,1
Frais	62,2	58,6	61,5	62,3	60,1	56,1
MCP	60,5	57,0	59,8	60,9	58,5	55,0
ΔT commun-MCP						
Commun	-	-	-	-	-	-
Frais	5,7	4,4	3,2	2,9	2,5	2,0
MCP	7,4	6,1	4,69	4,3	4,1	3,1
ΔT frais-MCP						
Commun	-	-	-	-	-	-
Frais	-	-	-	-	-	-
MCP	1,8	1,7	1,6	1,4	1,6	1,1

Tableau I. 7 : Température de surface maximale et les différences de température de divers échantillons de revêtement de couleur (°C) [64].

Mohammad et al. [66] ont présenté une étude centrée sur le stockage de l'énergie thermique avec MCP. Un modèle mathématique (Figure I.29) a été développé sur la base d'une formulation d'enthalpie, l'effet de l'épaisseur de MCP sur la répartition de la température dans le MCP et la fraction de fusion a été étudié. Les résultats ont montré que la durée de la fusion évolue de manière linéaire en fonction de la quantité de MCP et que des épaisseurs plus faibles sont appropriées pour améliorer le comportement du MPC.

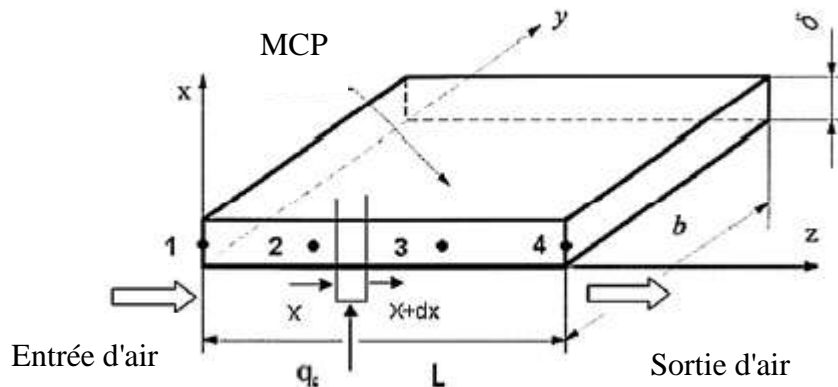


Figure I. 29 : Géométrie du problème [66].

Necib et al. [67] ont prêté une attention particulière au comportement thermique d'une brique remplie d'un MCP afin de favoriser l'inertie thermique des parois de bâtiments. Le modèle considéré est constitué des briques usuelles avec des trous carrés utilisées comme matériaux de construction pour les bâtiments. Quelques-uns de ces trous sont remplis de MCP. Les résultats ont révélé que le MCP inséré dans les trous peut significativement accroître l'inertie thermique de la brique et qu'une association des types de MCP, de leur position dans le

mur et de leur quantité est essentielle afin de réduire les gains de chaleur avant d'atteindre l'espace intérieur.

Burek et Habeb [68] ont mené une étude expérimentale afin d'évaluer le débit d'écoulement de l'air dans un mur Trombe en fonction de différents paramètres. Ils en déduisent que l'épaisseur de la lame n'a aucun impact sur l'efficacité.

Torcellini et Pless [69] ont évalué la performance d'un mur Trombe installé sur une petite maison situé dans l'Utah, aux Etats Unis. Le flux thermique de pointe à travers le mur était de 89 W/m^2 , soit $8,3 \text{ kW}$ sur toute la surface du mur. L'efficacité moyenne du mur (définie comme étant la chaleur délivrée au bâtiment divisée par le rayonnement solaire total incident à l'extérieur du mur) est de 13%.

Saadatian et al. [70] ont présenté un certain nombre d'installations de mur Trombe et leurs performances en citant les avantages et les inconvénients de cette technologie. Le cas d'une utilisation solaire passive des MCP à travers des murs Trombes a été aussi étudié par Younsi [71] (Figure I.30).

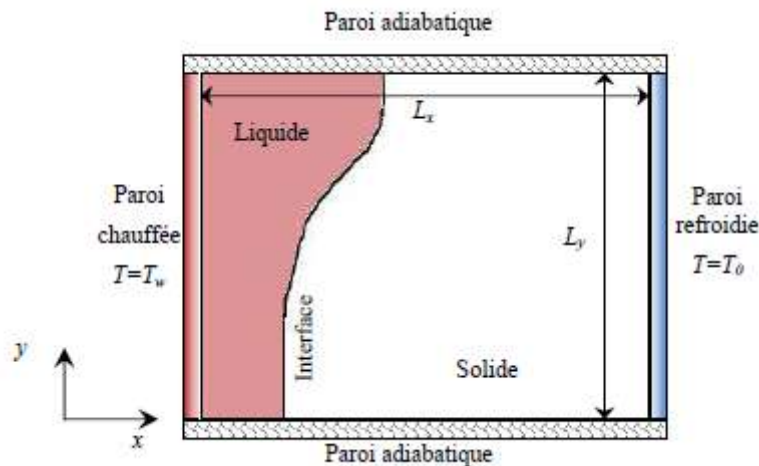


Figure I. 30 : Géométrie du problème [71].

Le matériau étudié est le MCP 27 (sels hydratés) qui possède un point de fusion situé à $27 \text{ }^\circ\text{C}$. L'objectif était d'étudier les caractéristiques thermiques du processus de fusion de MCP chauffé sur la paroi verticale d'une enceinte rectangulaire (Figure I.30). La méthode enthalpique a été employée pour évaluer le stockage de la chaleur latente. La solution est établie en appliquant la méthode des volumes finis pour mieux cerner le rôle de la convection naturelle lors de la fusion. Une étude numérique a été menée à l'aide de Fluent [72]. Les travaux ont montré que les solutions unidimensionnelles ne doivent pas être utilisées bien que le rapport de forme soit très

faible. La méthode pourrait être utilisée dans un outil de conception global pour étudier l'idée d'incorporer des briques de MCP 27 dans des murs passifs.

Pour la partie expérimentale, le mur solaire composite intégrant un MCP possède une structure à ossature en bois, modulaire, représentative d'un mur Trombe composite de dimensions $2,2 \times 1 \times 0,26$ m (Figure I.31).

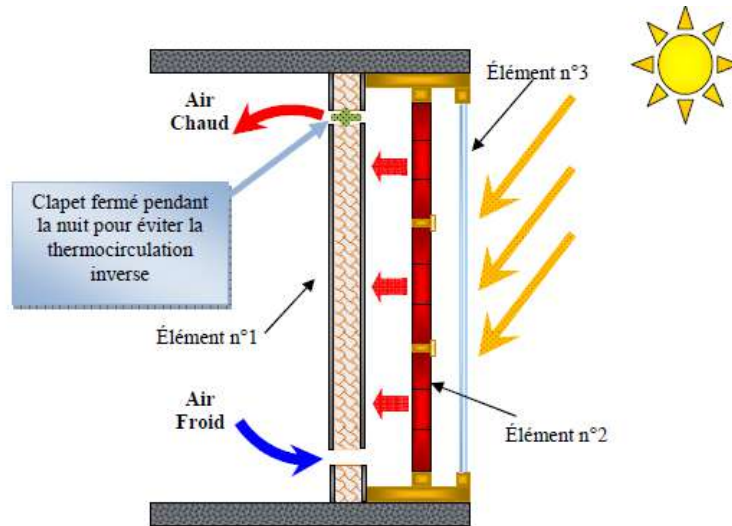


Figure I. 31 : Mur solaire composite intégrant un MCP [72].

A travers ce dispositif, il a pu déterminer les propriétés thermophysiques caractérisant l'état liquide et solide ainsi lors de changement de phase. Il a conclu que l'utilisation de ce type de mur assure un stockage de grandes quantités d'énergie et que le MCP 27 a montré de grandes capacités de stockage en raison d'une chaleur latente de fusion conséquente [71].

Quatre cellules tests de dimension $1130 \text{ mm} \times 725 \text{ mm} \times 690 \text{ mm}$ ont été fabriquées par Entrop et al. [73] aux Pays-Bas dont deux cellules en béton modifié avec et sans MCP (Figure I.32).



Figure I. 32 : Cellules tests utilisées.

Les cellules tests possèdent une unique ouverture qui permet aux rayons solaires de pénétrer à l'intérieur. Pour les autres façades, elles sont isolées dans le but de reproduire les conditions

adiabatiques. Deux fenêtres à double vitrage et deux autres à triple vitrage de dimension 590 mm × 550 mm ont été installées sur le mur sud des cellules. Les cinq autres façades de deux cellules test ont été isolées en utilisant des verres cellulaires dont sa résistance thermique est de 3,81 m².K/W. Les deux autres cellules tests ont été équipées d'un isolant léger et leurs faces extérieures ont été recouvertes par un contre-plaqué de 15 mm d'épaisseur. Les MCP utilisés sont un mélange de micro-encapsulés de paraffines ayant un point de fusion de 23 °C (Micronal DS 5008 X). Cette analyse a prouvé que les MCP peuvent conserver l'énergie sans l'aide d'un système mécanique. Le recours à des cellules test à petite échelle paraît une méthode judicieuse pour évaluer l'effet d'incorporation des MCP. Toutefois, les sols sont relativement épais (50 mm utilisés dans cette recherche), et ils ont une grande capacité en chaleur latente mais nécessitent également une longue période pour être chargés. Par ailleurs, le recours aux fenêtres à double et triple vitrage réduit le flux de rayonnement solaire pénétrant dans le local, ce qui limite la quantité d'énergie thermique à conserver.

Le modèle étudié par Hami [74] sert à décrire le phénomène physique de la convection naturelle dans un local chauffé par un mur Trombe ventilé, de développer et d'optimiser un tel système (Figure I.33).

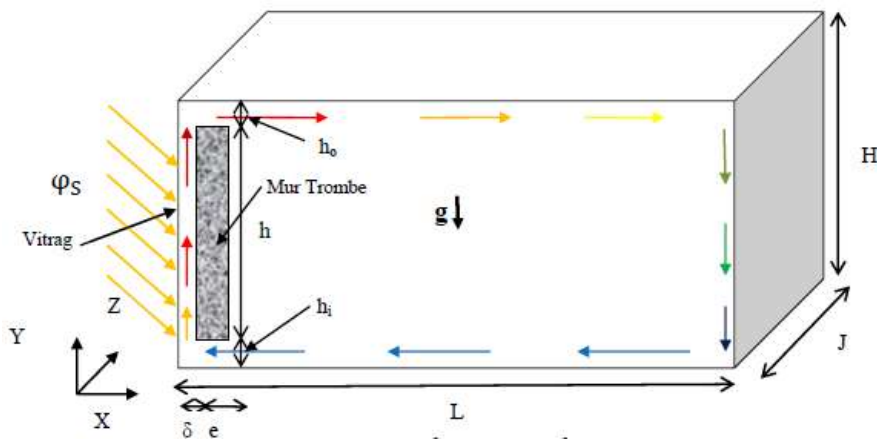


Figure I. 33 : Configuration étudiée cas 3D.

Sun et Lijiu Wang [75] ont étudié théoriquement et expérimentalement les performances de transfert de chaleur et les caractéristiques d'économie d'énergie dans un local. La salle d'expérimentation est située dans la ville de Jilin en Chine, caractérisée par des hivers froids et des étés chauds et relativement secs. Les dimensions de la salle sont de 5000 mm × 1600 mm × 2200 mm. Un panneau extrudé d'une largeur 240 mm divise la salle d'expérimentation en une salle ordinaire et une salle passive avec de changement de phase (Passive Solar Phase Change Room : PSPCR). Deux portes avec des dimensions de 800 mm × 1800 mm ont été installées du

côté de la salle d'expérimentation. La Figure I.34 montre la vue extérieure de la salle d'expérimentation alors que la Figure I.35 explique la structure des murs.



Figure I. 34 : Vue extérieure de la salle d'expérimentation.

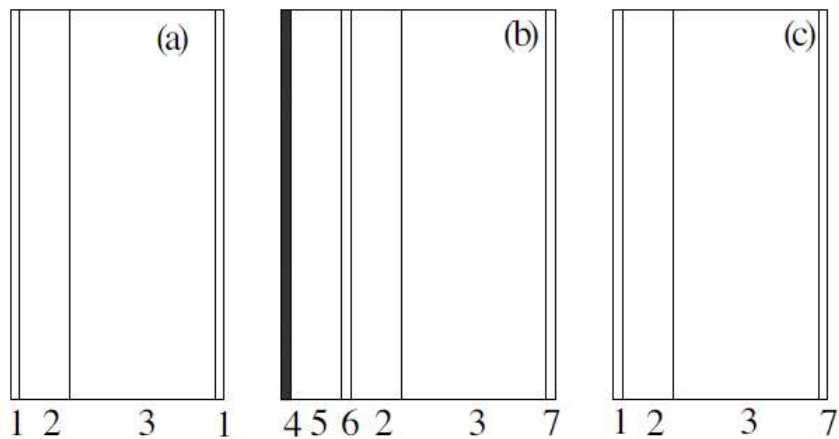


Figure I. 35 : Construction des murs (a) mur de la salle ordinaire, (b) mur sud de PSPCR, (c) autres murs de PSPCR.

1 : couche de mortier de ciment, 2 : panneau extrudé, 3 : bloc de béton, 4 : panneau de protection solaire, 5 : canal d'air, 6 : couche de mortier collecteur, 7 : couche de mortier de surface interne de PSPCR.

Les résultats ont montré que le système peut favoriser la circulation thermique de l'air intérieur et réduire les fluctuations de température.

Camila et al. [76] ont utilisé un MCP à structure stabilisée, avec une matrice polymère et 12 % de MCP à base de paraffine. Il comprend également un déchet issu du processus de recyclage de l'acier. Ce matériau a été installé et testé expérimentalement. La température ambiante, l'humidité et la température des murs ont été mesurées, ainsi que le comportement thermique et acoustique. Le dispositif expérimental se compose de deux cellules identiques à double cabines, comme indiqué sur la Figure I.36 (a). Le système étudié est situé dans le mur

intermédiaire. Dans une des cabines, le nouveau MCP à forme stabilisée a été installé et l'autre a été utilisé comme référence. Deux capteurs de flux sont situés dans chaque paroi intermédiaire afin de mesurer la chaleur traversant cette paroi. La distribution des capteurs de contrôle est illustrée sur la Figure I.36 (b). Les capteurs présentés en couleur verte sont des capteurs de température, celui en couleur rouge est un capteur de flux de chaleur et les capteurs gris sont des capteurs de température situés à travers le mur. Les profils thermiques ont montré que la présence de MCP permet de réduire la température ambiante intérieure jusqu'à 3 °C.

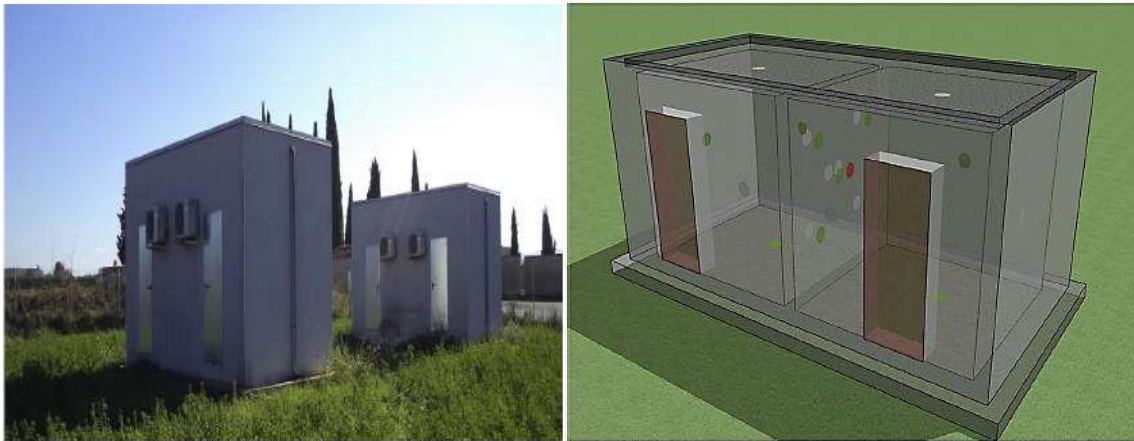


Figure I. 36 : (a) Vue générale des cellules utilisées, (b) Distribution des capteurs de contrôle.

Cheikh SECK [77] a étudié un système énergétique intégré dans l'enveloppe des bâtiments qui permet de chauffer l'air neuf. La partie expérimentale a été menée grâce à la réalisation d'un prototype de mur, installée et instrumentée entre deux cellules avec des conditions climatiques contrôlées comme illustré sur la Figure I.37.

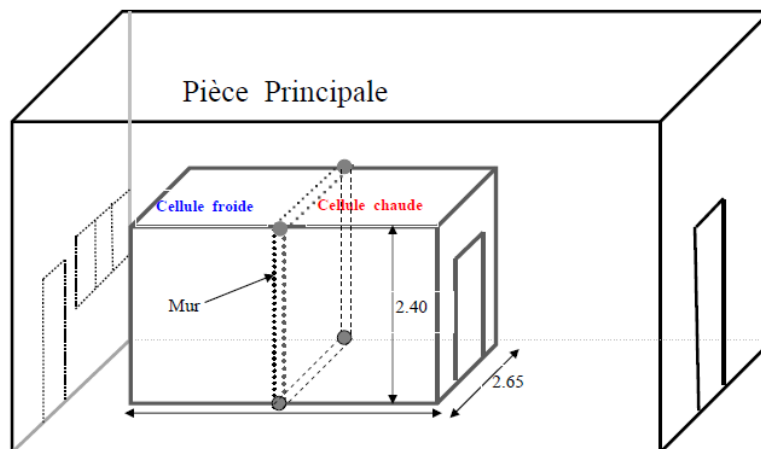


Figure I. 37 : Emplacement des pièces.

Les cellules ont été réalisées en béton cellulaire ayant les mêmes dimensions intérieures avec une surface de sol égale à 2,65 m × 2,4 m et une hauteur sous plafond de 2,40 m et elles sont séparées par le mur solaire. La cellule chaude simule les conditions d'une pièce à chauffer alors que la cellule froide constitue le milieu extérieur en contact avec le vitrage (Figure I.38). La partie numérique a permis de réaliser un modèle 1D pour modéliser le comportement thermique du mur. Ce modèle a été confirmé en confrontant les résultats numériques avec ceux obtenus expérimentalement.

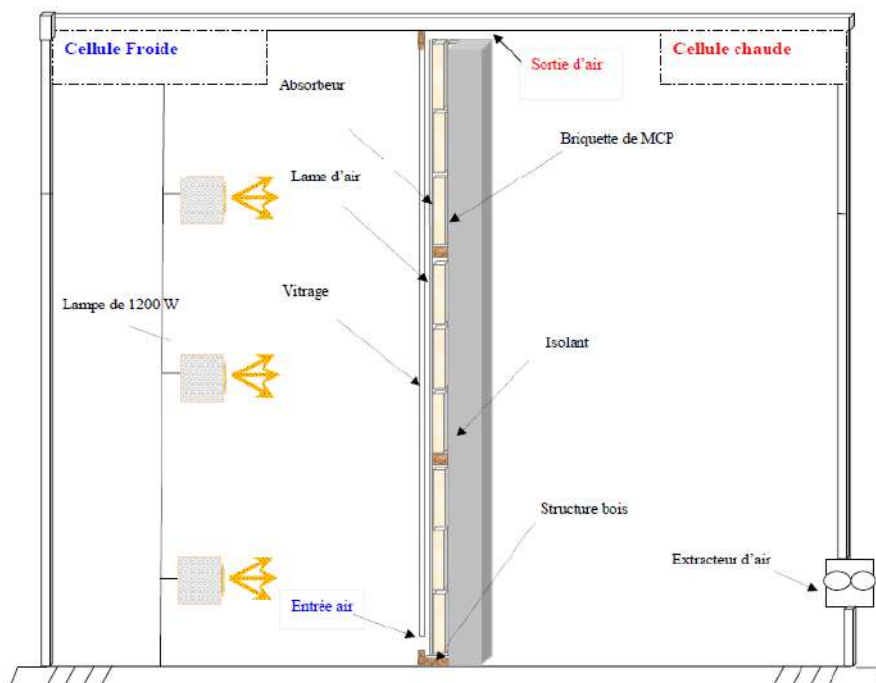


Figure I. 38 : Schématisation cellules-mur.

Dans son étude, Marwa et al. [78] ont conçu et étudié expérimentalement un mur classique Trombe. Le mur proposé (Figure I.39) est simulé pendant les pics d'hivers et d'été. Cette nouvelle conception a réduit la charge de chauffage de 94 % et de 73 % par rapport à la référence, avec des économies d'énergie annuelles de 53 631 kWh et une réduction des émissions de CO₂ de 14 427 kg. Il a été recommandé de surveiller la conception proposée pendant toute une année afin de pouvoir évaluer son efficacité avec précision. Une évaluation après occupation est également nécessaire pour mesurer l'acceptation et le confort reçu par les résidents locaux.



Figure I. 39 : Mur Trombe réalisé par Marwa Dabaieh [78].

Le logiciel RhinoCFD a été utilisé [79] sur un exemple à petite échelle, dans lequel une simple salle a été aménagée avec un mur Trombe sur une paroi et une fenêtre sur celle située en face. Le mur Trombe est en béton et le panneau de verre transparent. La simulation a été exécutée en mode transitoire pendant 100 minutes, avec un pas de temps de 2 minutes, ce qui était suffisamment petit pour assurer la convergence. Compte tenu de la nature symétrique de la géométrie, le cas a été exécuté en 2D, avec une seule cellule dans la direction Y. Ce cas fonctionnait pour le réchauffement et le refroidissement de la pièce en hiver comme en été.

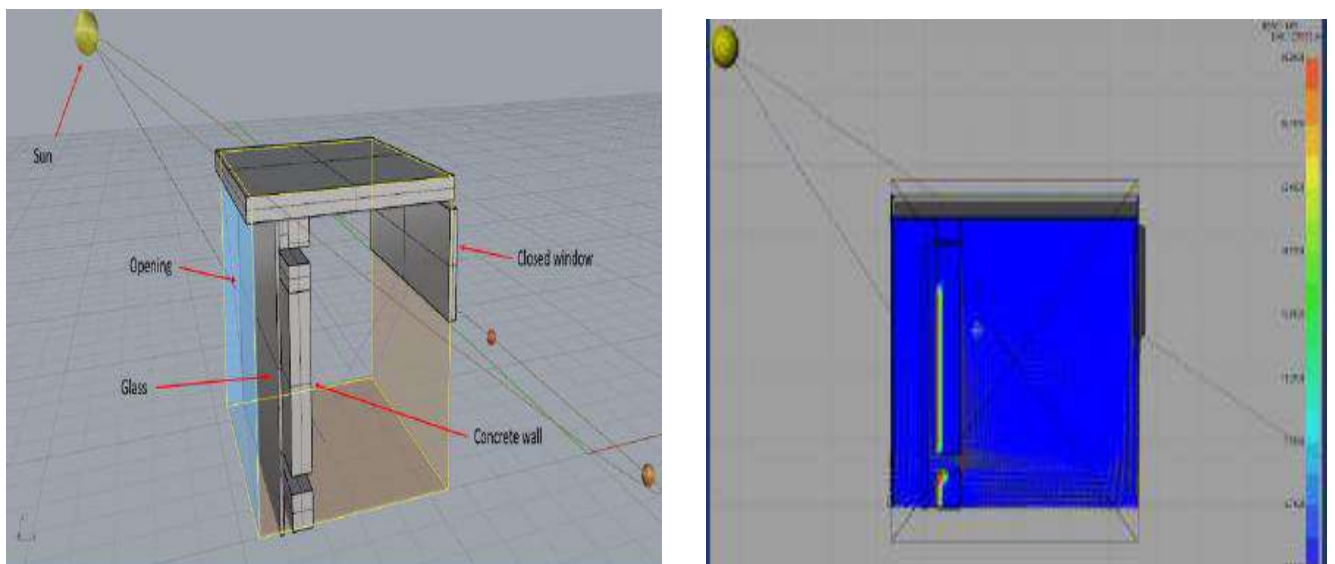


Figure I. 40 : Modèle RhinoCFD de la simulation du mur Trombe.

Mehran Rabani et Vali Kalantar [80,81] ont évalué les performances de chauffage de deux murs Trombes sous le climat désertique de Yazd (Iran). La comparaison des deux systèmes a montré que le mur modifié augmente l'espace intérieur et diminue le coût de mise en œuvre du mur Trombe. De plus, il peut recevoir l'intensité solaire depuis trois directions tandis que le mur normal ne peut la recevoir que d'une seule direction. La simulation numérique a montré que la paroi du mur Trombe modifié fait augmenter la température de toutes les pièces d'environ 10 °C par rapport à la paroi Trombe normale et améliore l'efficacité de chauffage quotidienne moyenne d'environ 27 %.

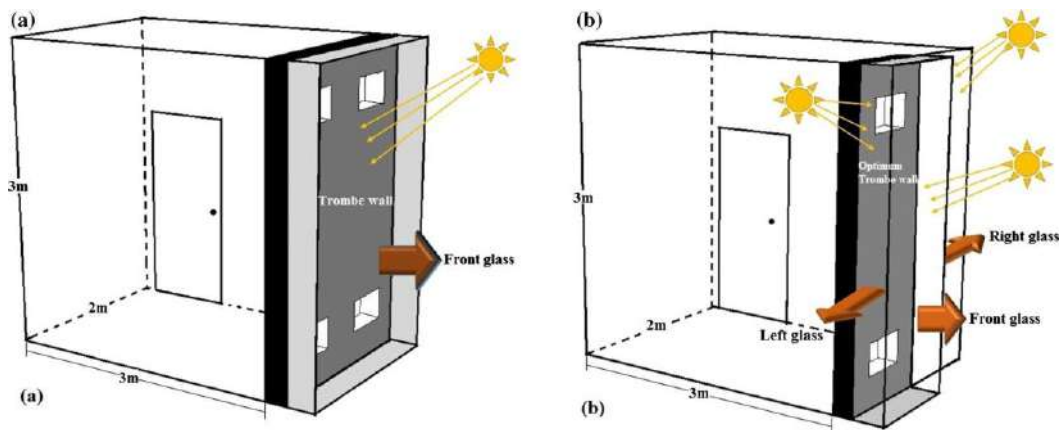


Figure I. 41 : Modèle d'un (a) mur Trombe normal (b) nouveau mur Trombe conçu.

Ahmed Abdeen et al. [82] ont étudié mathématiquement et numériquement le transfert de chaleur et du flux d'air dans un mur Trombe, et ont soumis les résultats à une validation expérimentale. Il s'agit d'un modèle analytique simplifié pour une semaine d'hiver typique à Alexandrie, en Egypte. Avec ce modèle, un large éventail de paramètres géométriques a été examiné pour déterminer la conception optimale d'un mur Trombe en termes d'amélioration du confort thermique.



Figure I. 42 : Montage expérimental du modèle étudié.

I.8. Conclusion

Un large éventail de recherche montre le potentiel d'intégration des MCP dans les bâtiments. Dans ce cadre, on a développé dans une première partie les différents types de stockage d'énergie thermique existants. Le système de stockage latent a été sélectionné pour sa densité énergétique importante, sa capacité de libérer de la chaleur à une température constante et sa capacité de stocker une quantité de chaleur précise quel que soit le niveau de température du fluide caloporteur. Ensuite, on a défini les familles des MCP, en précisant leurs atouts et leurs inconvénients. Il s'avère qu'aucun MCP ne possède les propriétés idéales pour une particulière utilisation et que le choix d'un bon MCP repose principalement sur sa capacité à satisfaire un besoin spécifique à moindre coût et avec un faible impact environnemental. Dans une troisième partie, les différentes caractérisations des MCP et leur incorporation dans les bâtiments ont été détaillées. Parmi les points les plus importants des MCP, on doit citer leur conditionnement. Ce dernier a évolué en fonction des technologies disponibles. Dans notre étude, on s'intéresse à la macro-encapsulation qui s'avère prometteuse. Enfin, une revue bibliographique a été présentée. La plupart de ces travaux montre une comparaison entre les prédictions numériques et celles obtenues expérimentalement. Il en ressort qu'il est important de réfléchir à la conception d'un composant d'enveloppe modulaire, facilement intégrable en réhabilitation et en construction neuve.

Nous présentons dans le chapitre suivant la partie numérique qui sera effectuée par l'intermédiaire du logiciel scSTREAM. Nous avons pour cela effectué une modélisation numérique d'une pièce intégrant un mur Trombe en considérant son comportement thermique pour différentes saisons.

CHAPITRE II : Mur Trombe sans MCP

II.1.	Introduction.....	54
II.2.	Géométrie étudiée	54
II.3.	Simulation numérique.....	57
II.4.	Résultats et discussions	63
II.5.	Conclusion	106

Ce chapitre est constitué de trois parties. La première partie traite la simulation numérique du comportement thermique du mur Trombe pour trois jours typiques de différentes saisons (Hiver, printemps et été). La deuxième partie est consacrée pour voir l'influence de l'isolation thermique. Pour la dernière partie, une étude paramétrique a été réalisée concernant plusieurs paramètres affectant les performances du mur. Les résultats de la simulation peuvent fournir une base de données pour le développement et la caractérisation d'un mur Trombe afin d'assurer des conditions de confort thermique.

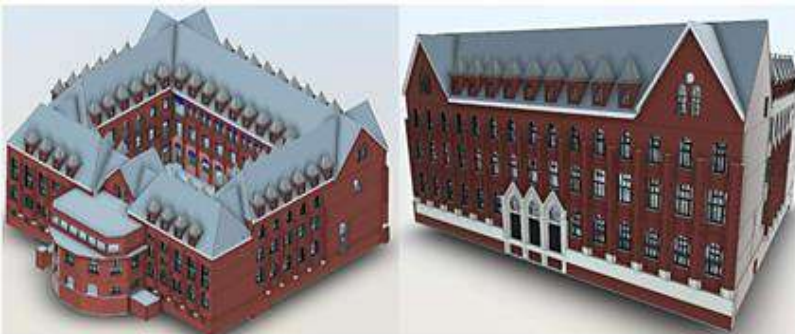
II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous proposons une approche numérique afin de simuler une salle d'essai contenant deux murs Trombes classiques pour trois saisons différentes. La simulation numérique est effectuée à l'aide du logiciel scSTREAM [83]. On y compare les résultats à ceux expérimentaux, basés sur les travaux de Rabani et al. [80,81], afin d'établir le modèle proposé. Ce chapitre se concentre sur l'étude des champs de température et des distributions de vitesse dans différentes régions de la salle d'essai afin de fournir une compréhension approfondie du potentiel du mur Trombe. La partie suivante traite l'isolation thermique (mur Trombe isolé) pour une période de chauffage. Finalement, plusieurs facteurs clés qui influencent la performance du mur Trombe ont été abordés dans la dernière partie de ce chapitre, tels que l'épaisseur du mur Trombe, la dimension de la lame d'air et des ouïes.

II.2. Géométrie étudiée

Nous considérons ici une salle d'essai mesurant $10,91 \text{ m} \times 6,7 \text{ m} \times 2,67 \text{ m}$. L'objectif est d'étudier les performances thermiques dans les conditions météorologiques de la ville de Lille dans la région Hauts de France ($50^\circ 38' 14'' \text{ N}$, $3^\circ 3' 48'' \text{ E}$). La salle d'essai considérée est représentée sur la Figure II.1 et le Tableau II.1 résume les propriétés thermiques de chaque matériau utilisé.

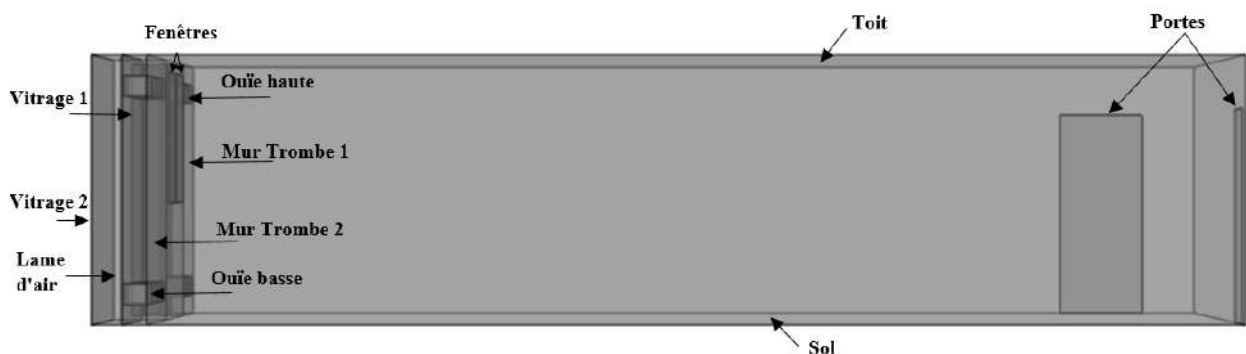
(a)



(b)



(c)



(d)

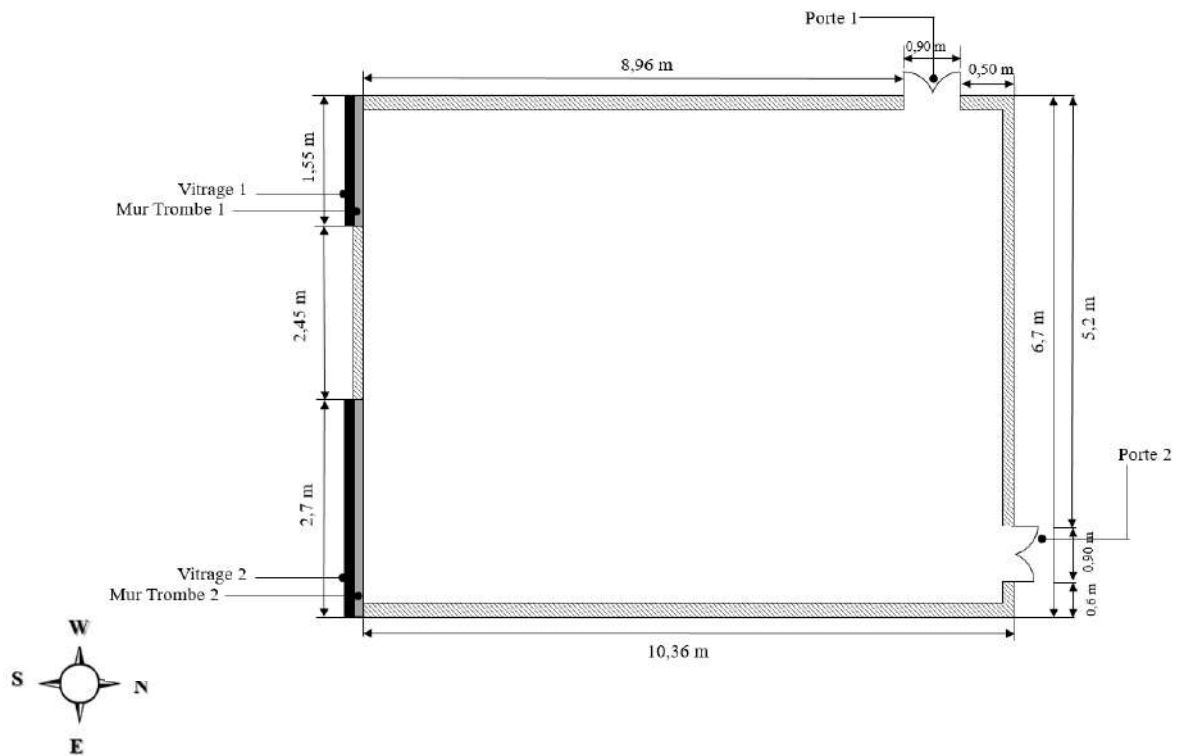


Figure II. 1 : Vue d'ensemble de la salle d'essai (a) vue 3D du bâtiment, (b) vue réelle de la salle d'essai, (c) représentation 3D de la salle d'essai, et (d) dimensions de la salle d'essai.

Matériels	Parties	Densité (kg.m^{-3})	Chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Coefficients d'émissivités
Béton	Murs Trombes	1800	840	1,5	0,92
Brique rouge	Plafonds	1650	840	0,62	0,9
Verre	Couverture du vitrage/fenêtres	2500	750	1,4	0,95
Bois	Portes	700	2310	0,173	0,88

Tableau II. 1 : Propriétés des matériaux utilisés.

Les systèmes des murs Trombes proposés dans cette étude sont illustrés schématiquement sur la Figure II. 1 (d) : les dimensions sont de 1,55 m \times 2,67 m pour le premier mur (Figure II. 2 (a)) et de 2,7 m \times 2,67 m pour le second (Figure II. 2 (b)). Une épaisseur de béton de 0,25 m est utilisée comme matériau de stockage des murs Trombes avec une absorbance de 0,95. Ces murs sont placés devant des vitres, laissant une lame d'air de 0,3 m comme illustré sur la

Figure II. 1 (c). Le rayonnement solaire incident à travers le vitrage est absorbé par les murs Trombes qui sont orientés vers le sud.

Au total, douze ouïes de même taille relient les murs Trombes 1 et 2 à l'intérieur de la salle d'essai (Figure II. 2). Le mur Trombe 1 comporte quatre ouïes (deux ouïes inférieures 1 et 2 et deux ouïes supérieures 3 et 4). Le mur Trombe 2 dispose de quatre ouïes inférieures (ouïes : 5, 6, 7 et 8) et de quatre ouïes supérieures (ouïes : 9, 10, 11 et 12) de dimensions $0,4\text{ m} \times 0,2\text{ m}$. En outre, il convient de noter que la salle d'essai comporte également deux fenêtres de dimensions $0,9\text{ m} \times 1,35\text{ m}$ (installées sur le mur sud) et deux portes de dimensions $0,9\text{ m} \times 2,15\text{ m}$ comme le montre la Figure II.1 (c et d).

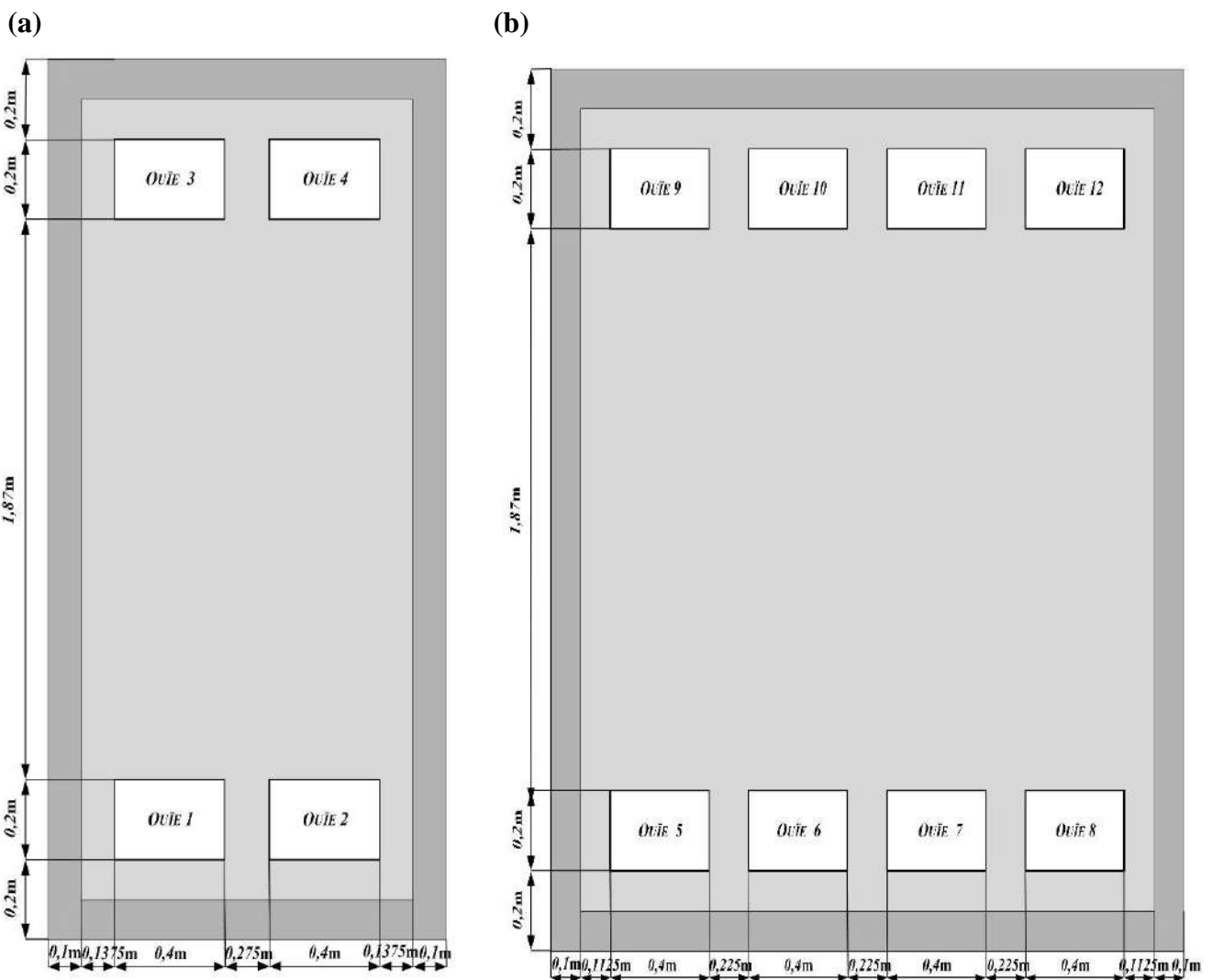


Figure II. 2 : Dimensions des murs Trombes (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.

II.3. Simulation numérique

II.3.1. Méthodologie

Le logiciel scSTREAM est un logiciel d'analyse thermo-fluide qui se compose de STpre (préprocesseur), STsolver (solver) et STpost (postprocesseur). Le modèle géométrique a été construit à l'aide de Cradle scSTREAM STpre. Les conditions aux limites et de calcul ont ensuite été définies et les grilles de calcul ont été raffinées. Une simulation transitoire pour chaque saison étudiée a été réalisée dans STsolver. STpost a ensuite généré les résultats de calcul du STsolver et a affiché les résultats de simulation correspondants. La Figure II.3 illustre la méthodologie de la simulation numérique du logiciel CFD.

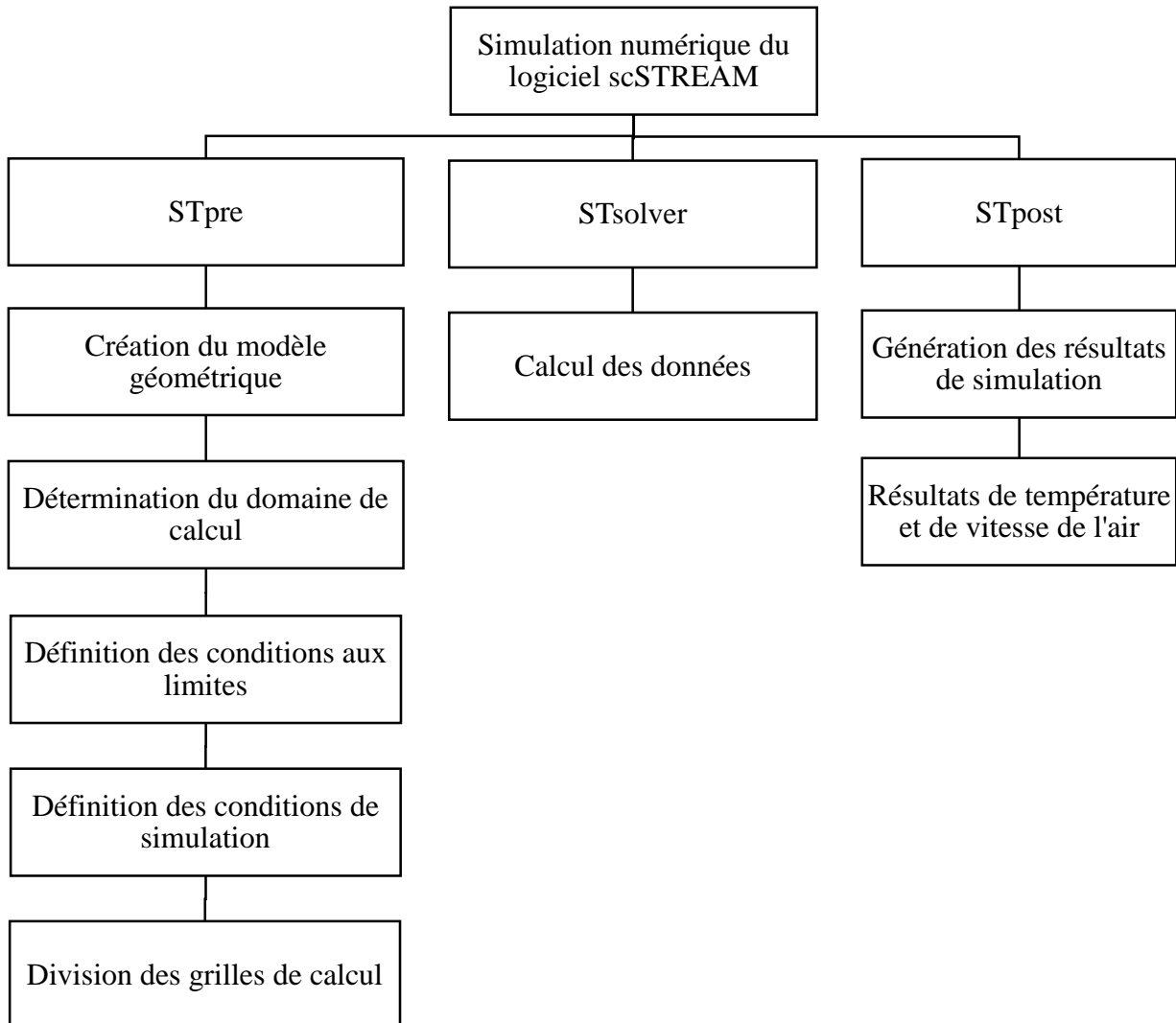


Figure II. 3 : Méthodologie de simulation dans scSTREAM.

II.3.2. Grille de calcul

Dans le système de coordonnées cartésiennes, le domaine de calcul est divisé en de nombreuses régions cubiques (éléments) en utilisant une méthode de volume finis qui applique la loi de conservation sur chaque volume de contrôle. Les éléments du maillage dont le rapport d'aspect est supérieur à 100 peuvent faire diverger le calcul. Le rapport d'aspect d'un élément est le rapport des longueurs de deux côtés orthogonaux de l'élément. Dans notre cas, ce rapport est de 67. De plus, une attention supplémentaire doit être portée au rapport géométrique (rapport des largeurs des éléments adjacents) qui doit être maintenu entre 0,8 et 1,2. Un maillage plus fin a été envisagé pour la salle d'essai avec un maillage de 10^6 éléments comme présenté sur la Figure II.4.

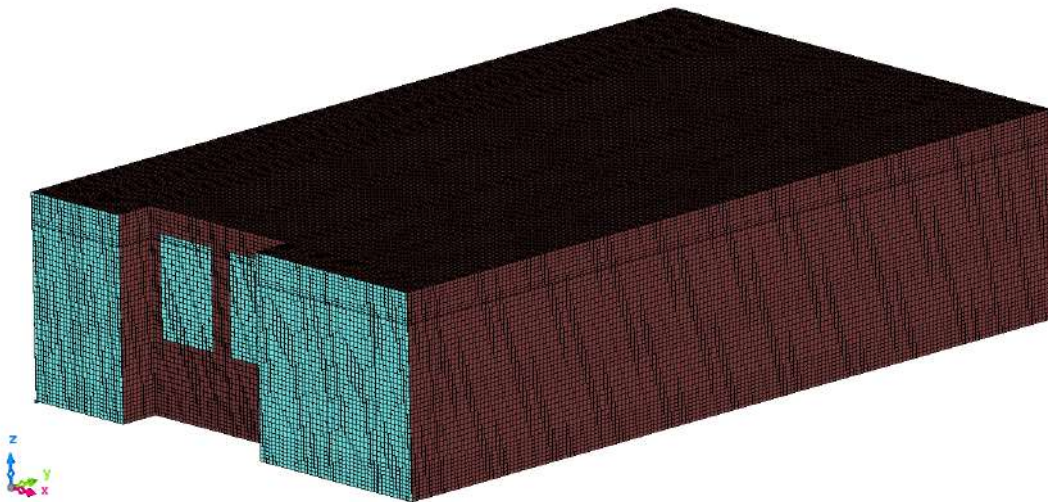


Figure II. 4: Représentation du maillage.

II.3.3. Hypothèses, conditions initiales et aux limites

Pour bien comprendre la distribution des températures, trois jours de trois saisons différentes ont été considérés : Hiver (8 Décembre), printemps (8 Avril) et été (8 Août).

Les hypothèses suivantes ont été prises pour simplifier le modèle et elles sont adaptées aux trois cas.

- L'écoulement est incompressible, laminaire et instationnaire.
- Etant donné que les vitesses en convection naturelle sont faibles, la dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie a été ignorée.
- La force de flottabilité a été modélisée par l'approximation de Boussinesq.

- Tous les cas ont été résolus en régime transitoire, à la même heure de démarrage ; 7 h du matin jusqu'à minuit.
- L'influence du rayonnement a été introduite par la méthode VF (View Factor) et le rayonnement solaire a été modélisé par le traçage des rayons solaires du logiciel.
- Pour les parties vitrées et les portes, la convection est considérée pour assurer la continuité des flux. Les autres parois sont adiabatiques.
- Le coefficient de convection thermique est environ $7,69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (Ce coefficient a été tiré de l'ASHRAE).
- La température radiante externe est égale à la température ambiante.
- Le transfert de chaleur radiatif vers le ciel et le sol a été défini comme condition limite et la température de rayonnement externe a été considérée comme la température ambiante.

II.3.4. Formulations mathématique

L'analyse CFD de cette étude est réalisée à l'aide du logiciel scSTREAM. Le modèle mathématique est constitué par les équations de Navier-Stokes (conservation de la quantité de mouvement), de continuité (conservation de la masse) et de l'équation d'énergie pour le transfert de chaleur. Les équations gouvernantes peuvent être exprimées comme suit :

- Equation de conservation de masse :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{II.1}$$

- Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho g_i \beta (T - T_0) \quad \text{II.2}$$

- Equation de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho C_p T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} K \frac{\partial T}{\partial x_j} + \dot{q} \quad \text{II.3}$$

Où x_i désigne les coordonnées (m) dans les trois directions, u_i les composantes de la vitesse d'écoulement dans la direction x_i (m/s), ρ la densité (kg/m^3), t le temps (s), p la pression du fluide (N/m^2), μ la viscosité (Pa.s), g_i la gravité dans les trois directions (m/s^2), β le

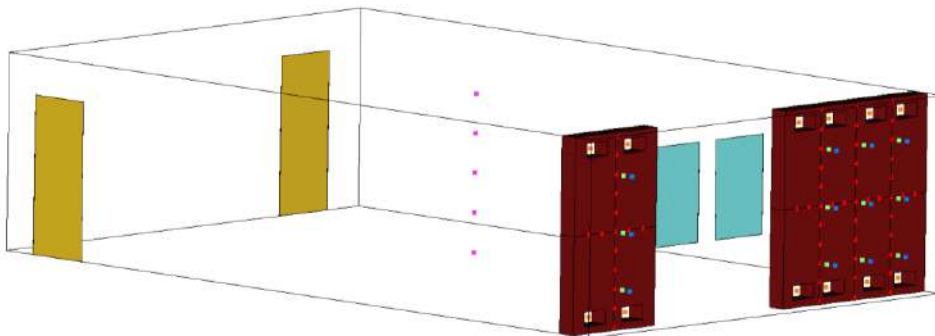
coefficient de dilatation thermique ($1/K$) et T la température (K). T_0 est la température de référence (pour un fluide)(K), C_p est la chaleur spécifique à pression constante ($J/(kg.K)$), κ la conductivité thermique ($J/(m.s.K)$) et \dot{q} représente une source de chaleur ($J/(m^3/s)$).

II.3.5. Paramètres du solver

Plusieurs points de mesure de température ont été placés sur les faces avant et arrière des murs Trombes, des lames d'air, des vitrages, des ouïes et à l'intérieur de la salle. La Figure II.5 montre l'emplacement de ces points. Toutes les données ont été collectées automatiquement par scSTRAM V2020 et enregistrées toutes les heures.

Les résultats de simulation donnent la distribution de la température à l'intérieur de la salle et la vitesse de l'air. La pièce est chauffée par le soleil de 7h à 17h et c'est la seule source : ceci correspond à la durée du jour en hiver à Lille. Une journée complète de 24h a été simulée et analysée. Le début de la simulation commence à 7h du matin.

(a)



(b)

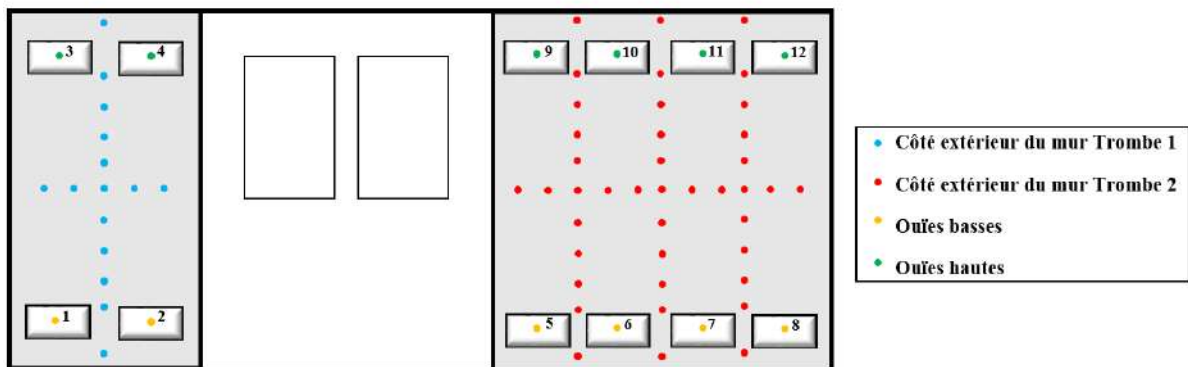


Figure II. 5 :Emplacement des points de mesure de la température (a) vue d'ensemble des différents points de mesure dans la salle d'essai, (b) sur la face extérieure du mur orienté vers le sud.

Les paramètres de fonctionnement et les modèles utilisés pour la salle d'essai sont présentés dans le Tableau II.2.

Paramètres	Détails	
Solver	Dimensions	3D
	Temps	Transitoire
	Champs d'écoulement	Laminaire
	Radiation	Méthode VF
	Rayonnement solaire	Modèle de rayonnement solaire
Propriétés des matériaux	Solide	Béton, verre, bois et laine minérale
	Fluide	Air
Condition de fonctionnement	Gravité	z-Axis (Négative)
Initialisation de la solution	Pas de temps	0,5 s
	Durée de la résolution continue du champ d'écoulement	6 s
	Intervalle du temps	60 s

Tableau II. 2 : Paramètres de fonctionnement.

II.3.6. Validation du modèle

Toute procédure numérique nécessite une vérification préalable à partir de données rapportées dans la littérature ou confrontées à des résultats expérimentaux. Pour vérifier et valider notre approche, les résultats de la simulation scSTREAM sont comparés aux données expérimentales et numériques de Rabani et al. [80,81]. Ainsi, le même modèle avec la même géométrie, les mêmes propriétés des matériaux, conditions aux limites et initiales ont été définis. Le dispositif expérimental de Rabani et al. [81] présente un mur Trombe situé sur le mur Sud d'une salle d'essai en climat hivernal pour la ville de Yazd (Iran). La surface absorbante du mur est exposée au rayonnement solaire tout au long de la journée. Quant à la simulation numérique présentée par Rabani et al. [80], ils ont utilisé le code commercial ANSYS-FLUENT 14.0.

La température simulée de l'absorbeur et de l'arrière du mur Trombe est confrontée heure par heure aux résultats expérimentaux et numériques. La Figure II. 6 illustre ces résultats.

Pour cette étude, les équations sont résolues par la méthode des volumes finis en utilisant l'algorithme SIMPLEC pour traiter le couplage pression-vitesse. Avant d'effectuer les

simulations envisagées, on s'est assuré de l'indépendance des résultats par rapport au maillage et au pas de temps pour le cas étudié. Une série de test a été réalisée pour trois grilles différentes : 14580 éléments, 1×10^6 éléments et 2×10^6 éléments. Comme illustré sur la Figure II.6 (a) et (b), le test de sensibilité de maillage aboutit à des résultats très proches pour les deux maillages 1×10^6 and 2×10^6 , alors que le maillage 14580 fournit des résultats différents par comparaison avec les résultats de la référence citée. Par conséquent, et pour une meilleure correspondance entre la précision des résultats et le temps de calcul, le maillage 1×10^6 a été choisi comme étant le plus adéquat pour le reste des calculs numériques. Pour évaluer l'effet du pas de temps sur les résultats, trois valeurs de pas de temps ont été pris en compte pour le maillage choisi ($\Delta\tau = 1$ s, $\Delta\tau = 0,5$ s et $\Delta\tau = 0,09$ s). Compte tenu des résultats présentés sur la Figure II.6 (c) et (d), le pas de temps de $\Delta\tau = 0,5$ s a été retenu pour cette étude. En effet, on observe une légère différence entre nos prédictions et les résultats expérimentaux. La raison en est que les conditions aux limites initiales fixées, telles que les conditions d'ensoleillement et les paramètres de rayonnement solaire, sont dans la présente simulation différentes de celle de l'expérience. Sur cette base et à la lumière de ces comparaisons favorables, on a considéré que la procédure numérique établie à partir du logiciel scSTREAM fournit bien des résultats satisfaisants et qu'elle peut donc être retenue pour réaliser les simulations prévues.

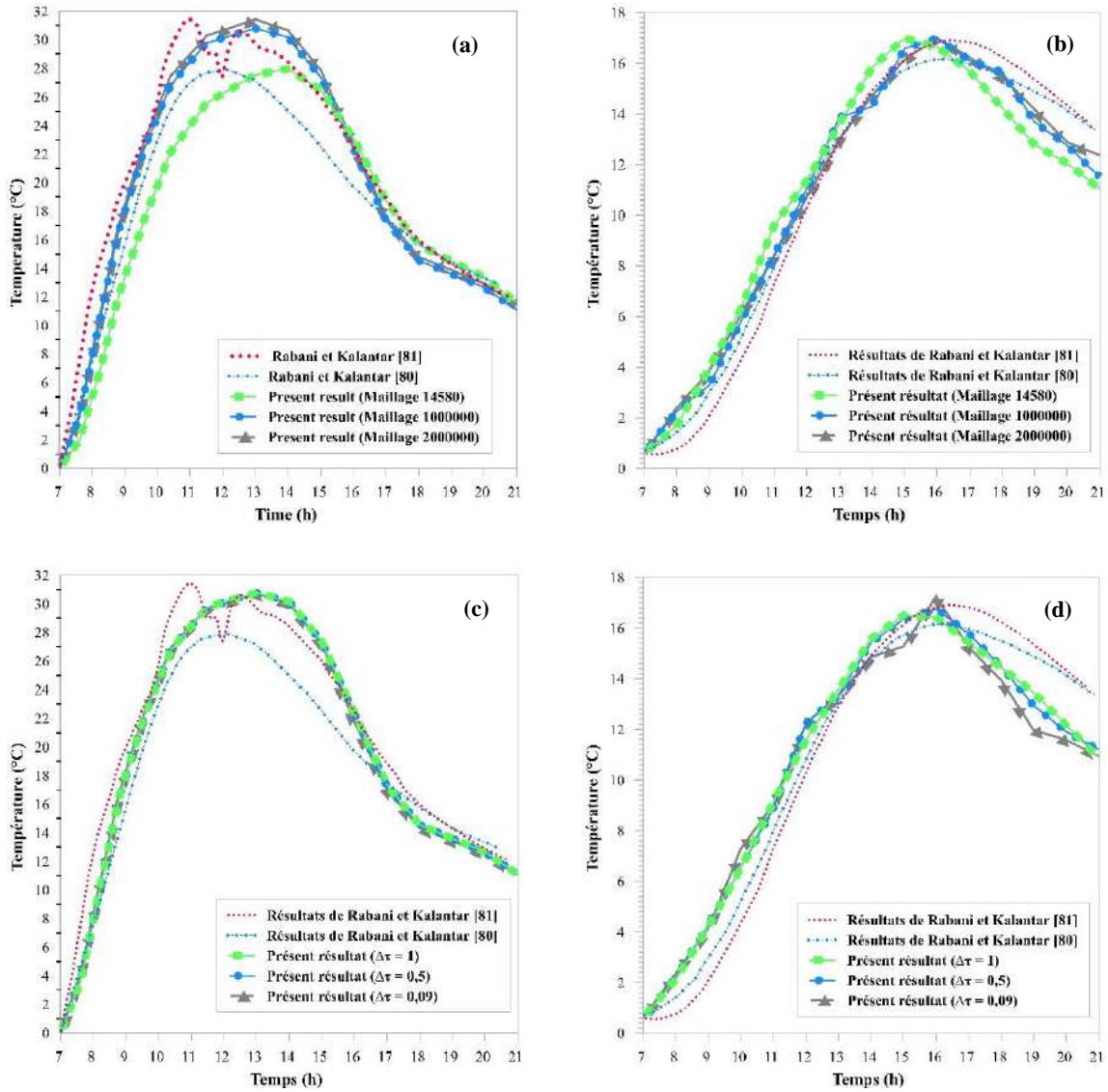


Figure II. 6 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour différents maillage et pas de temps (a, c) absorbeur, (b, d) arrière du mur Trombe.

II.4. Résultats et discussions

II.4.1. Etude des cas

Pour obtenir une compréhension approfondie de la distribution de la température dans les différents éléments de la salle d'essai, trois jours distincts ont été considérés pour le climat Français : en hiver (8 Décembre), au printemps (8 Avril) et en été (8 Août).

II.4.1.1. 1^{er} cas (8 Décembre)

Le 1^{er} cas envisagé pour la simulation est un jour froid avec un ciel clair (le 8 Décembre de 7h00 jusqu'à minuit), la température de l'air extérieur est fixée à -1 °C. La température initiale

de toutes les parties solides extérieures est également fixée à $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$. La température ambiante de la pièce est fixée à $16\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pour le rayonnement solaire, les données proviennent de la fonction Solar Load Model de scSTREAM V2020.

La Figure II.7 montre la température moyenne des murs Trombes 1 et 2 (côté extérieur et intérieur), des verres 1 et 2 et des lames d'air 1 et 2. Il est clair que les deux parois des murs Trombes ont la même évolution et suivent une tendance similaire avec une légère différence dans la représentation des températures moyennes : une heure de décalage entre les résultats. De 7h00 à 9h00, une diminution de la température moyenne a été observée de $1,90\text{ }^{\circ}\text{C}$ à l'extérieur du mur Trombe 1 et de $1,96\text{ }^{\circ}\text{C}$ à l'extérieur du mur Trombe 2. Avec les premières heures du matin, le flux de chaleur passe de l'intérieur de la pièce vers l'extérieur, en générant une perte de chaleur qui contribue à la diminution de la température moyenne du côté extérieur des murs 1 et 2. A 9h00, avec l'intensification du rayonnement solaire, la température moyenne du côté extérieur des murs Trombes 1 et 2 commence à augmenter pour atteindre $14,10\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $14,04\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivement. A 10h00, après le passage du rayonnement solaire direct à travers le vitrage, la pièce fait sa première interaction avec le rayonnement solaire et la quantité de chaleur absorbée est diffusée progressivement à travers les différents composants de la paroi Trombe vers la pièce par rayonnement, par conduction et convection. En fait, la température du verre situé devant les deux murs Trombes 1 et 2 commence à augmenter de $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour atteindre une valeur maximale de $9,12\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour le verre 1 (Figure II.7 (a)) à 14h00 et une température maximale de $9,22\text{ }^{\circ}\text{C}$ à 15h00 pour le verre 2 (Figure II.7 (b)). En raison de l'augmentation de la température du verre, l'air emprisonné entre le verre et la paroi Trombe chauffe, ce qui entraîne l'élévation de la température extérieure des parois Trombes 1 et 2 pour atteindre leurs valeurs maximales de $24,93\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $24,82\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivement, à 14h00. La température du côté extérieur des murs Trombes est considérablement plus élevée que celle du côté intérieur en raison de la perte d'énergie transférée par conduction. Entre 7h00 et 10h00, la température du côté intérieur des murs Trombes 1 et 2 a légèrement diminué d'une valeur de $0,56\text{ }^{\circ}\text{C}$ jusqu'à ce que l'énergie solaire absorbée par le côté extérieur des murs Trombes 1 et 2 se répande et atteigne leur côté intérieur. La température la plus élevée atteinte par le côté intérieur du mur Trombe 1 était de $18,22\text{ }^{\circ}\text{C}$ à 16h00, avec une augmentation correspondante d'environ $2,78\text{ }^{\circ}\text{C}$ à partir de 10h00 jusqu'à 16h00. Pour le côté intérieur du mur Trombe 2, la température maximale atteinte est de $18,09\text{ }^{\circ}\text{C}$ à 17h00, avec une augmentation correspondante d'environ $2,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ à partir de 10h00 jusqu'à 17h00. De même, la température dans les lames d'air semble suivre la variation de température du côté extérieur des murs Trombes, mais en suivant une

plage de variation plus faible, en raison de la convection à travers les différentes ouïes supérieures et inférieures.

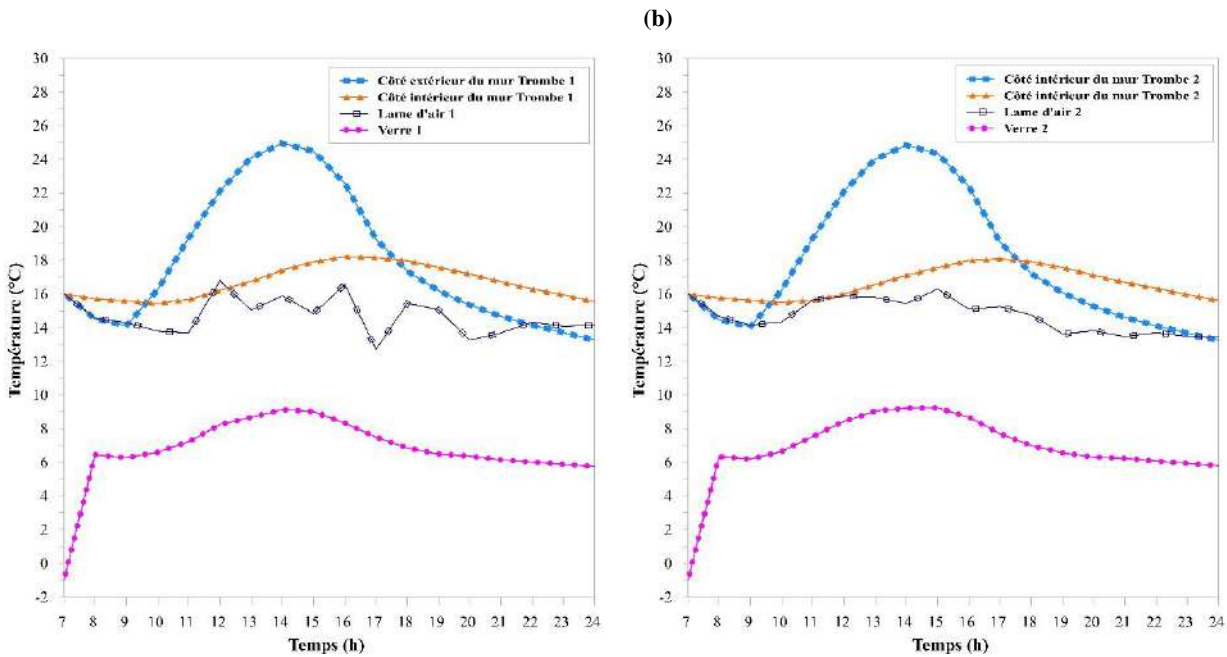


Figure II. 7 : Température moyenne des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes, des verres et des lames d'air (8 Décembre).

La distribution horaire des contours de température dans la pièce est présentée sur la Figure II.8. Les champs de température révèlent que la différence de température ne dépasse pas $0,65\text{ }^{\circ}\text{C}$ le 8 Décembre, puisque la température intérieure la plus élevée dans la salle d'essai était de $16,45\text{ }^{\circ}\text{C}$ à 14h00, tandis que la température minimale de l'air était de $15,80\text{ }^{\circ}\text{C}$ à 9h00. Cela implique que la température de la salle d'essai est influencée par l'intensité solaire. On remarque aussi que les valeurs de température les plus élevées se situent dans la partie supérieure de la salle. Pour cette journée froide, il est évident que la température intérieure moyenne est maintenue à une valeur quasi-constante, autour de $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, ce qui permet de conclure que l'intégration des murs Trombes dans un bâtiment assure le confort thermique en permettant de maintenir une température constante. Pendant la nuit, l'influence des gains solaires est clairement absente et la température dans tous les composants de la salle d'essai baisse. Cela signifie que le paramètre le plus pertinent pour le fonctionnement des murs Trombes est le rayonnement solaire.

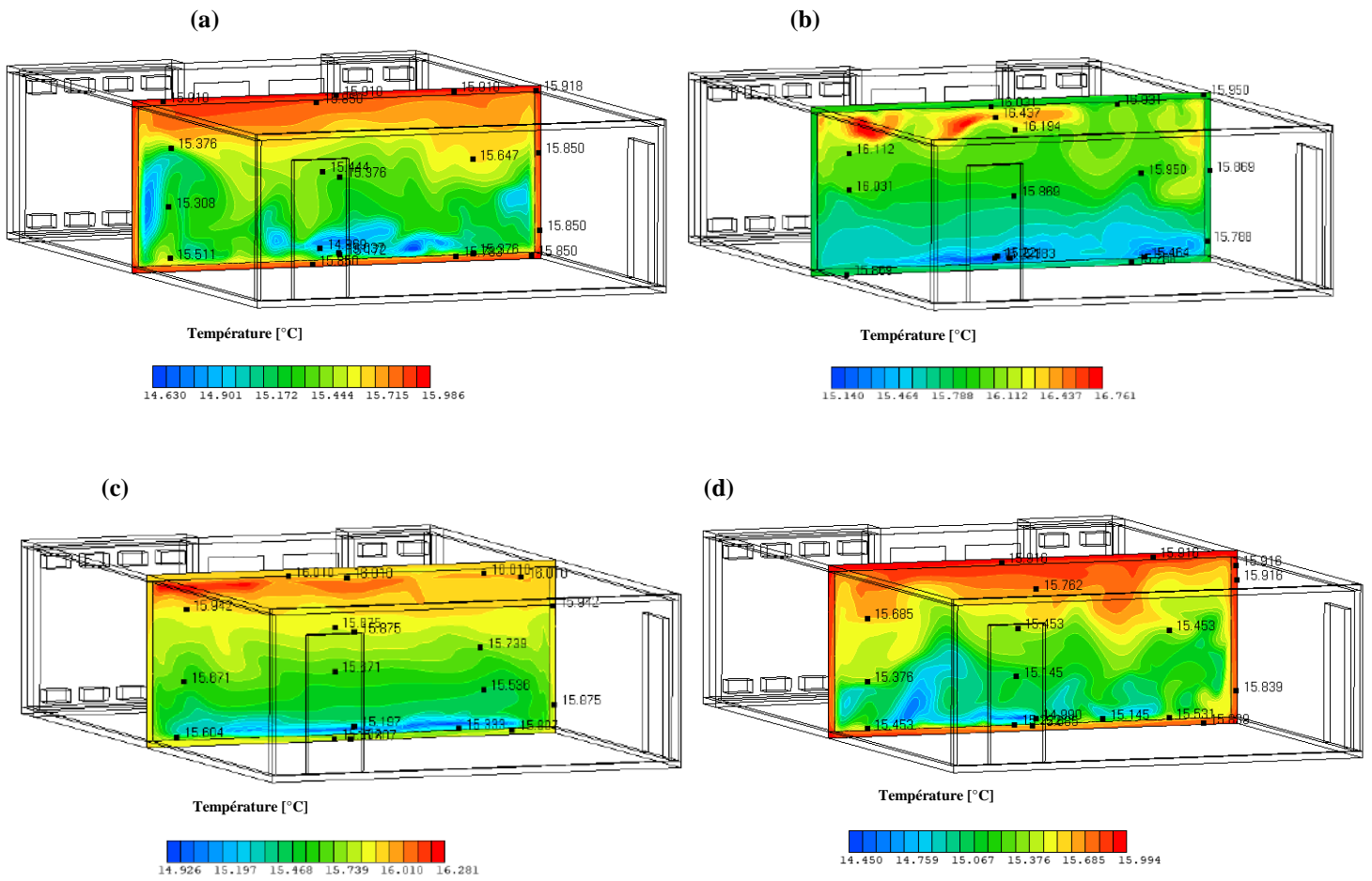


Figure II. 8 : Champs de température au milieu de la pièce ($y = 5,455$ m) pour différents temps : (a) 9:00, (b) 14:00, (c) 18:00 et (d) 21:00 pour le 1^{er} cas.

La Figure II.9 illustre le transfert de chaleur dans les murs Trombes 1 et 2. Il est clair que le pic de transfert de chaleur se produit pendant les heures d'ensoleillement de la journée. Le transfert de chaleur maximal dans le mur Trombe 1 se produit à 15h00 avec une valeur de 221,32 W, alors que le maximum du transfert de chaleur était de 364,49 W pour le mur Trombe 2 à 14h00. Il convient de noter que le transfert de chaleur à travers le mur Trombe 2 est plus élevé et sa croissance est plus rapide que le mur Trombe 1 en raison de la présence du double nombre d'ouïes que le mur Trombe 1. Par la suite, le transfert de chaleur diminue significativement en l'absence de soleil jusqu'à atteindre des valeurs négatives la nuit. Ces valeurs négatives sont le résultat de l'inversion du processus de transfert de chaleur en raison de la diminution notable de la température du côté extérieur des murs Trombes par rapport à la température du côté intérieur.

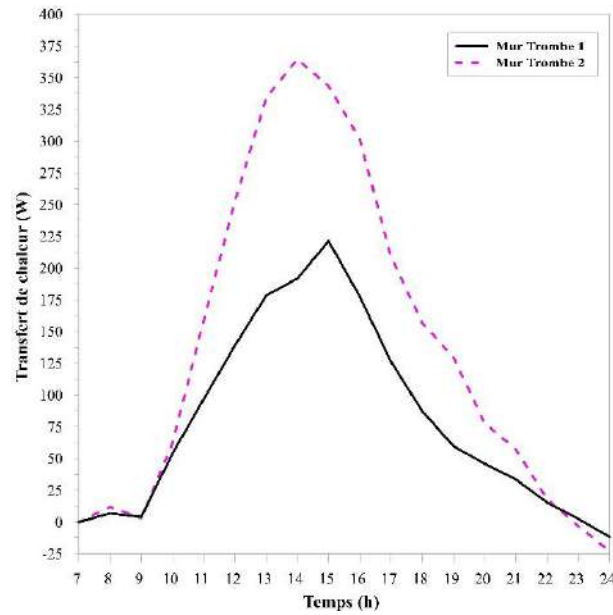


Figure II. 9 : Transfert de chaleur des murs Trombes 1 et 2 pour le 1^{er} cas.

La Figure II.10 représente la variation de la température moyenne de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs (en partie basse, mi-hauteur et haute). Comme on peut l'observer, la température de l'air circulant dans la partie supérieure est toujours plus élevée pour les deux murs Trombes (Figure II.10 (a) et (b)). Pour le mur Trombe 1, à 10h00, les températures de la partie supérieure et la partie inférieure de la lame d'air ont diminué à 14,89 °C et 8,73 °C, respectivement. Par la suite, la température de la partie supérieure a augmenté et a atteint un maximum de 19,28 °C à 14h00, tandis que la température inférieure était de 12,39 °C à ce moment-là pour le mur Trombe 1. Pour le mur Trombe 2, la température dans la lame d'air a continué de diminuer dans les différentes hauteurs. A 9h00, la partie inférieure de la lame d'air du mur Trombe 2 (Figure II.10 (b)) a atteint une température de 11,44 °C alors que pour la partie mi-hauteur, on enregistre une valeur de 14,84 °C et une valeur de 14,96 °C pour la partie supérieure. On observe aussi que la température a continué de fluctuer à différentes hauteurs de la lame d'air pour les deux côtés (lame d'air 1 et lame d'air 2), alors que pendant la nuit les valeurs de température ont chuté pour atteindre 14,92 °C, 14,84 °C et 10,51 °C (parties: supérieure, médiane et inférieure) pour la lame d'air 1 et 14,66 °C, 14,89 °C et 8,79 °C pour la lame d'air 2, respectivement. On peut conclure des deux figures que les murs Trombes apportent une quantité importante d'énergie à l'air grâce à l'énergie stockée dans les murs. Lorsque l'apport d'énergie par le mur Trombe est maximal, la variation de la température de l'air dans la lame d'air est maximale surtout pour la partie supérieure. Pour une journée froide, le mur Trombe

devient une source de chaleur après être chauffé par le rayonnement solaire, puis l'énergie thermique est transférée à la lame d'air par conduction et convection à l'intérieur de la salle d'essai.

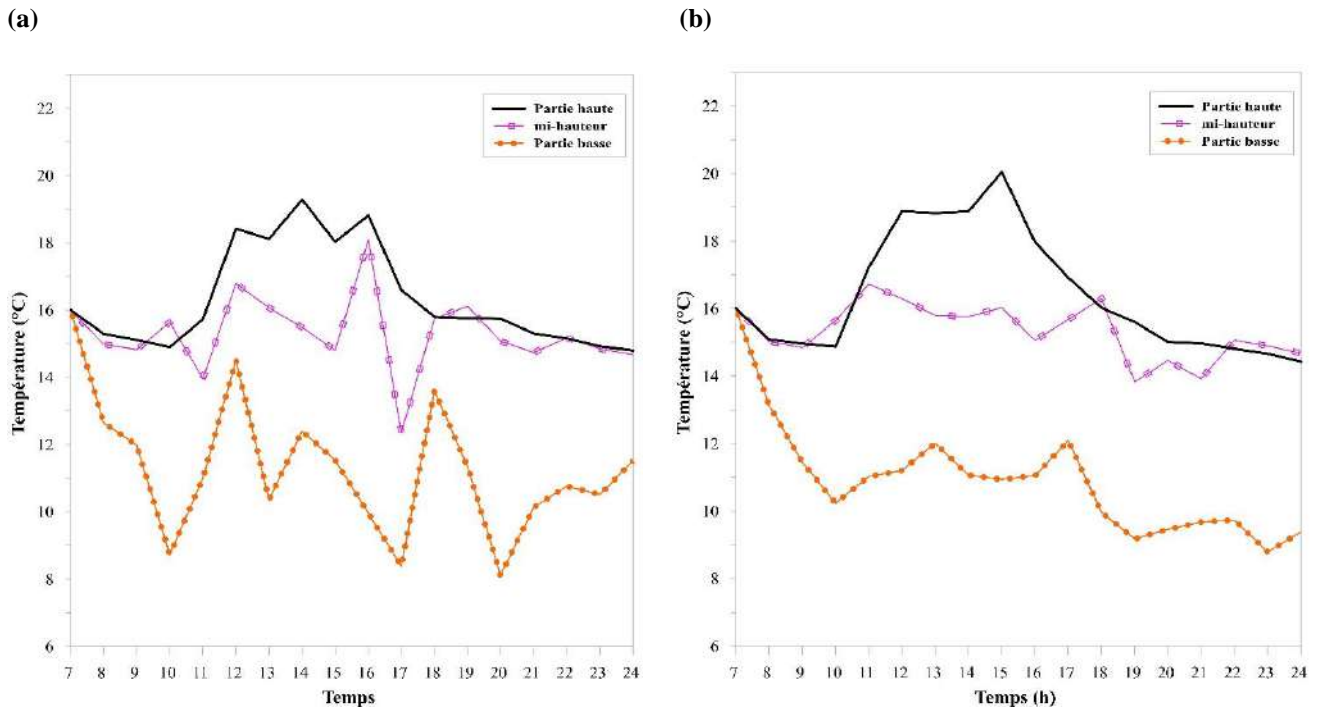


Figure II. 10 : Variation de la température de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs pour (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2 pour le 1^{er} cas.

La Figure II.11 représente la vitesse moyenne de l'air dans la lame d'air pour les deux murs ainsi que le débit dans la lame d'air pendant la journée d'hiver simulée. Le débit d'air Q est obtenu en multipliant la vitesse de l'air (V_{air}) par la section de la lame d'air (A) :

$$Q = V_{air} \cdot A \quad \text{II.4}$$

La variation de la vitesse d'écoulement dans les lames d'air est caractérisée par des fluctuations notables pendant la journée. Ceci peut s'expliquer par le mouvement de l'air dans la salle d'essai suite à l'interaction avec le rayonnement solaire et aussi par des processus de transfert de chaleur. Dans la lame d'air, la vitesse moyenne pour les deux murs Trombes varie de 0,07 m/s à 0,17 m/s. D'autre part la Figure II.11 montre des valeurs de débit d'air plus élevées pour le mur Trombe 2, puisque la surface de la lame d'air 2 est plus grande que celle de la lame d'air 1. Le débit d'air varie entre 98,52 m³/h à 243,22 m³/h, pour le mur Trombe 1 et de 182,20 m³/h à 395,74 m³/h, pour le mur Trombe 2.

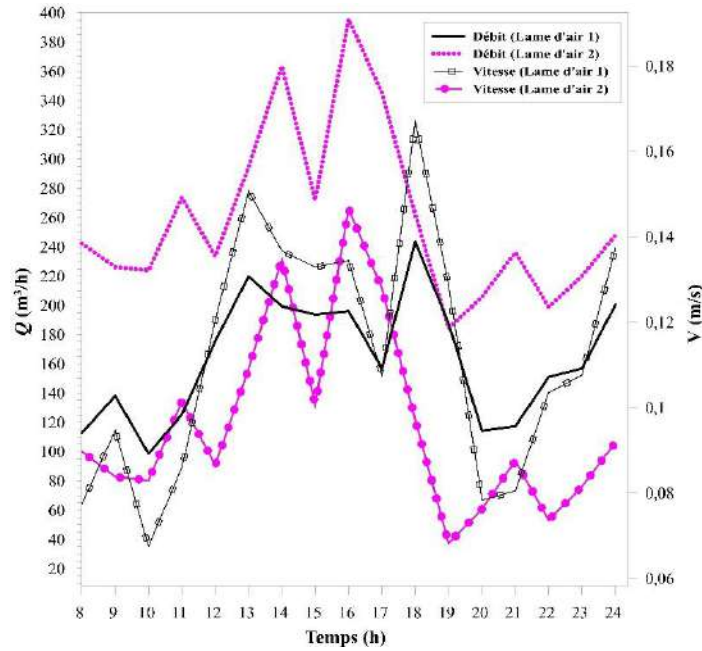


Figure II. 11 : Vitesse et débit d'air dans les lames d'air 1 et 2 (1^{er} cas).

En ce qui concerne la puissance récupérée à partir de la lame d'air, comme le montre la Figure II.12, en début de la matinée, une différence significative entre les murs Trombes 1 et 2 peut être observée. La puissance récupérée d'une lame d'air peut être calculée à l'aide de l'équation suivante II.5:

$$P_{récupérée} = V_{air} \cdot S \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ouïe_{haute}} - T_{ouïe_{basse}}) \quad \text{II.5}$$

Où, $P_{récupérée}$ est la puissance récupérée, $T_{ouïe_{haute}}$ et $T_{ouïe_{basse}}$ sont la température dans les ouïes supérieures et inférieures, respectivement, ρ est la densité ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) et c_p est la capacité thermique spécifique.

On remarque que lorsque le débit entrant est faible, la vitesse et la différence de température de l'air entre les ouïes ont des valeurs réduites. D'après la Figure II.12, la puissance récupérée dans les lames d'air du mur Trombe 2 (499,13 W) est plus importante par rapport au mur Trombe 1 (316,32 W).

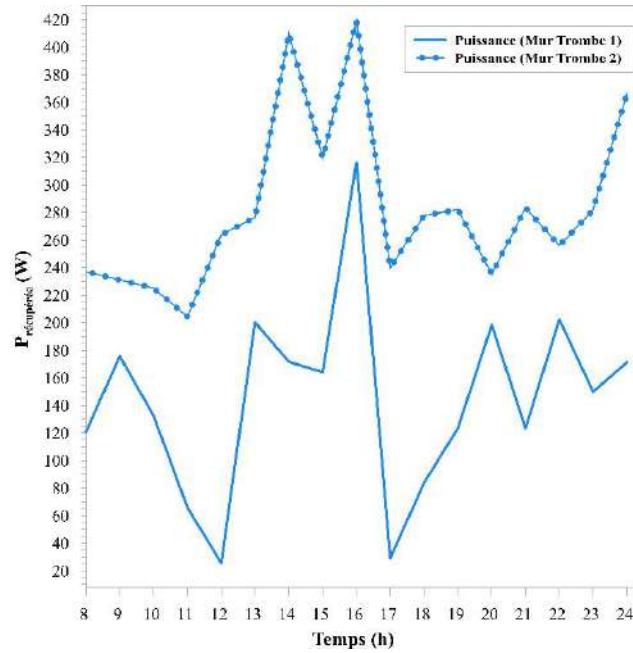


Figure II. 12 : Puissance récupérée pour le 1^{er} cas à partir de la (a) lame d'air 1, (b) lame d'air 2.

La variation de la température passant par les différentes ouïes supérieures et inférieures des deux murs Trombes est illustrée sur la Figure II.13. Cette figure montre bien que la température de l'air passant par toutes les ouïes supérieures est plus élevée que celle passant par les ouïes inférieures, ceci étant dû au mouvement de convection naturelle induit dans les lames d'air.

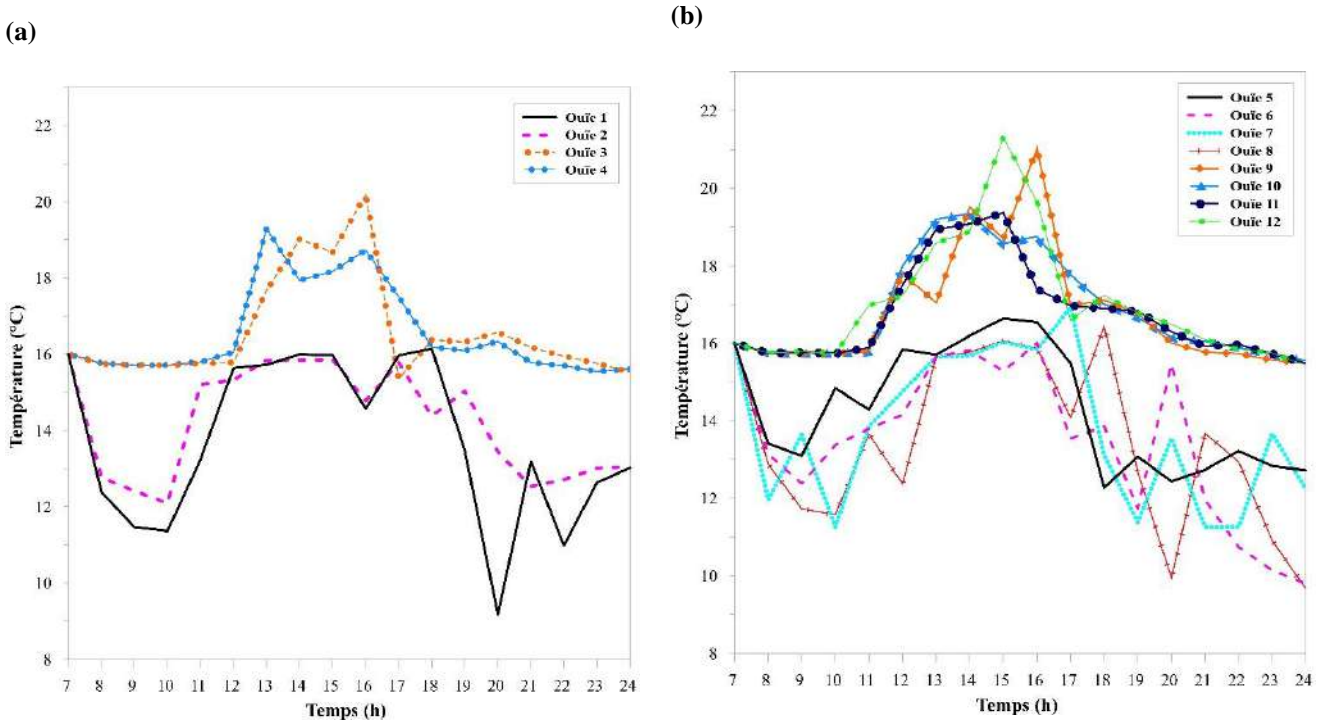


Figure II. 13 : Variation de la température de l'air pour le 1^{er} cas au niveau des lames d'air du (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.

En effet, l'air chaud passe à l'intérieur de la salle d'essai par les ouïes supérieures (ouïes 3 et 4 pour le mur Trombe 1 et pour le mur Trombe 2 par les ouïes 9, 10, 11 et 12). Quant à l'air froid, il entre dans la lame d'air par les ouïes inférieures 1 et 2 (Mur Trombe 1) et par les ouïes inférieures 5, 6, 7 et 8 (Mur Trombe 2), en engendrant une ventilation naturelle.

Le champ de vitesse dans un bâtiment passif intégrant des murs Trombes est simulé pour le cas d'hiver et la distribution des vecteurs de vitesse est présentée sur la Figure II.14 et la Figure II.15 pour les deux murs. La visualisation des vecteurs de vitesse est faite aux milieux des différentes ouïes à $x = 0,4375$ m et $x = 1,1125$ m, pour le mur Trombe 1 et à $x = 4,4125$ m, $x = 5,0374$ m, $x = 5,6528$ m et $x = 6,2875$ m, pour le mur Trombe 2. La différence de densité entre l'air froid et l'air chaud engendre une circulation d'air visible dans tous les plans sélectionnés. A 15h00, la vitesse maximale de l'air dans les ouïes est comprise entre 0,23 m/s et 0,28 m/s pour le mur Trombe 1 (Figure II.14) et entre 0,18 m/s et 0,20 m/s pour le mur Trombe 2 (Figure II.15). Ces résultats répondent aux critères de vitesse d'air tout en répondant aux exigences des conditions de confort intérieur [84]. Pendant la nuit, l'influence des gains solaires diffus est clairement absente. Ainsi, la température dans tous les composants de la salle d'essai baisse, puisqu'il n'y a plus de gain de chaleur provenant du soleil. De plus, ces figures

mettent en évidence l'existence de zones de recirculation près des ouïes supérieures et des ouïes inférieures.

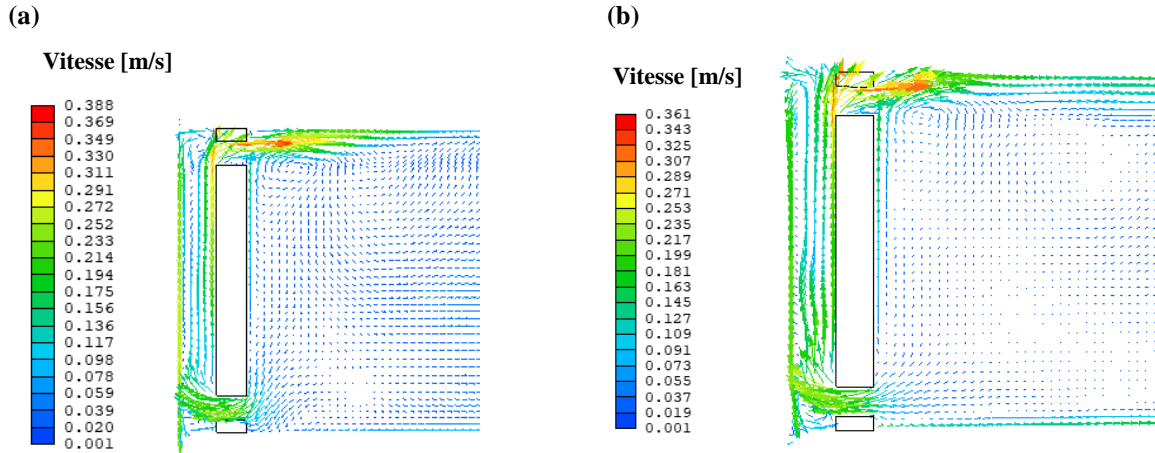


Figure II. 14 : Profil de vitesse pour le 1^{er} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 1 à 15:00 (a) $x = 0,4375$ m, (b) $x = 1,1125$ m.

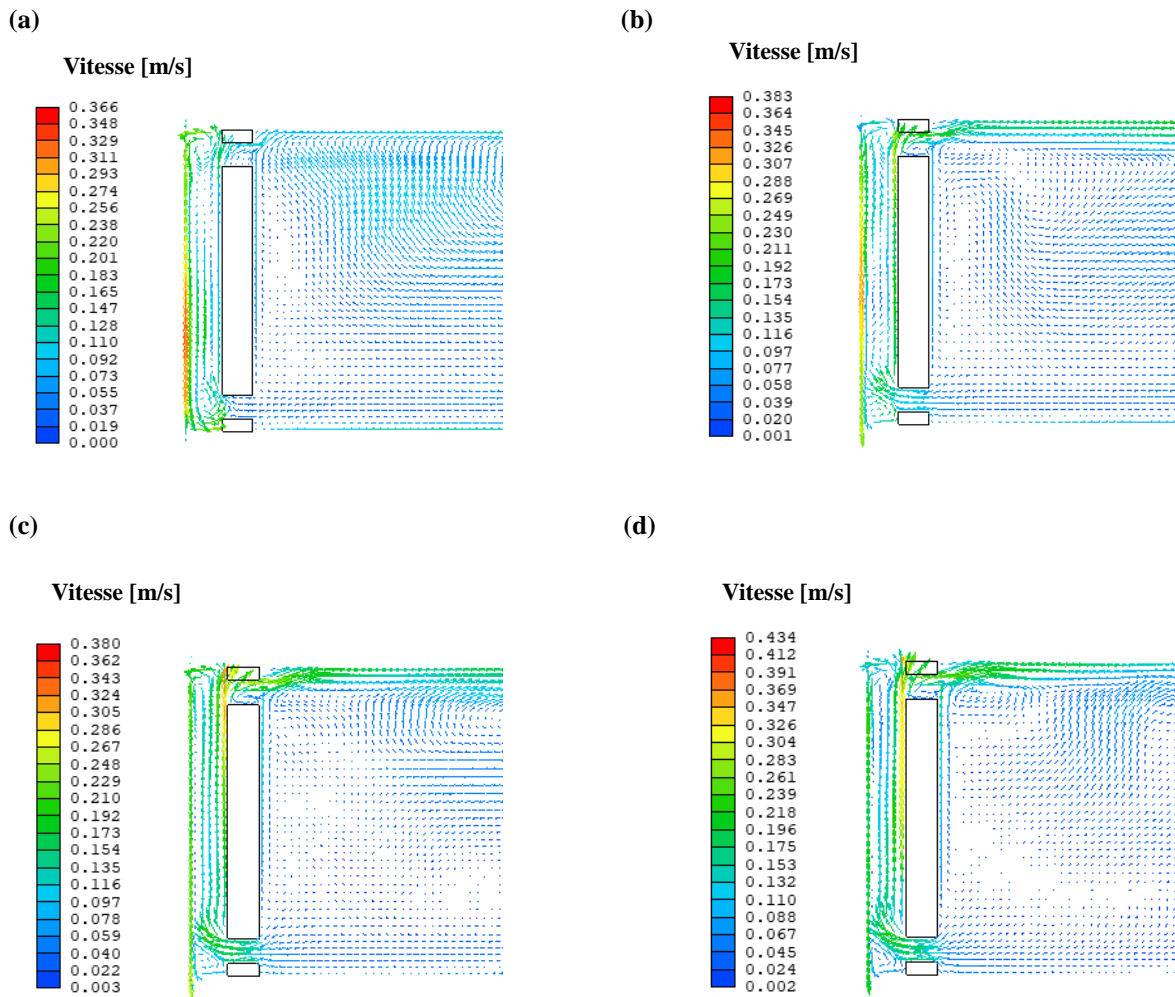


Figure II. 15 : Profil de vitesse pour le 1^{er} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 2 à 14:00 (a) $x = 4,4125$ m, (b) $x = 5,0374$ m, (c) $x = 5,6528$ m, (d) $x = 6,2875$ m.

II.4.1.2. 2^{ème} cas (8 Avril)

La période de transition entre l'hiver et l'été a été simulée pour le 8 Avril, de 7h00 jusqu'à minuit. Les résultats de la température moyenne des côtés intérieur et extérieur des murs Trombes, des vitres, des lames d'air sont présentés sur la Figure II.16 (a) et (b). La température intérieure initiale de la salle d'essai a été fixée à 19 °C. De 7h00 à 8h00, même en absence de rayonnement solaire pendant cette période, la température moyenne des côtés intérieur et extérieur des murs Trombes 1 et 2, des vitres 1 et 2 et des lames d'air 1 et 2 continue d'augmenter, ceci est dû à la température ambiante de l'extérieur qui est de 16 °C. La température moyenne du côté extérieur des murs Trombes 1 et 2 varie de 19 °C à 7h00 jusqu'à atteindre une valeur de 34,30 °C à 15h00, et de 19 °C à 7h00 jusqu'à 34,11 °C à 15h00, respectivement. Les valeurs maximales de l'arrière des murs Trombes 1 et 2 sont de 24,30 °C à 17h00 et de 23,95 °C à 18h00, respectivement. Le mur Trombe 2 suit la même tendance avec une heure de décalage par rapport à la température maximale du mur Trombe 1. Il est clair que même dans ce cas le côté extérieur des murs Trombes se distingue par une température plus élevée en raison du transfert par rayonnement et convection. Cette augmentation de température est suivie aussi d'une augmentation de la température du côté intérieur des murs Trombes suite au transfert de chaleur par conduction à travers l'épaisseur des murs, qui est ensuite transférée à l'intérieur de la salle d'essai par convection.

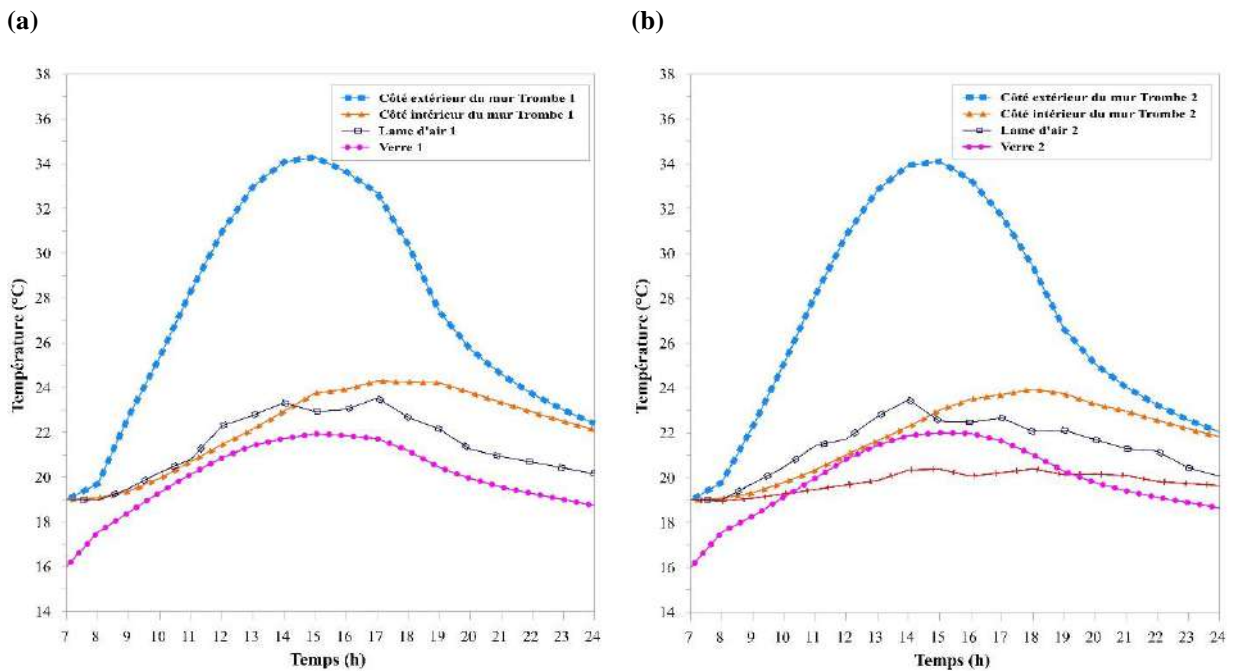


Figure II. 16 : Température moyenne des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes, des verres et des lames d'air (8 Avril).

Une élévation d'environ 2,32 °C de la température au milieu de la salle d'essai est observée (voir Figure II.17) de 7h00 à 17h00. On observe que la température de l'air à l'intérieur est bien répartie dans la pièce, ce qui assure un mode de confort satisfaisant. Ainsi, le confort thermique est maintenu dans la pièce grâce au système de mur Trombe.

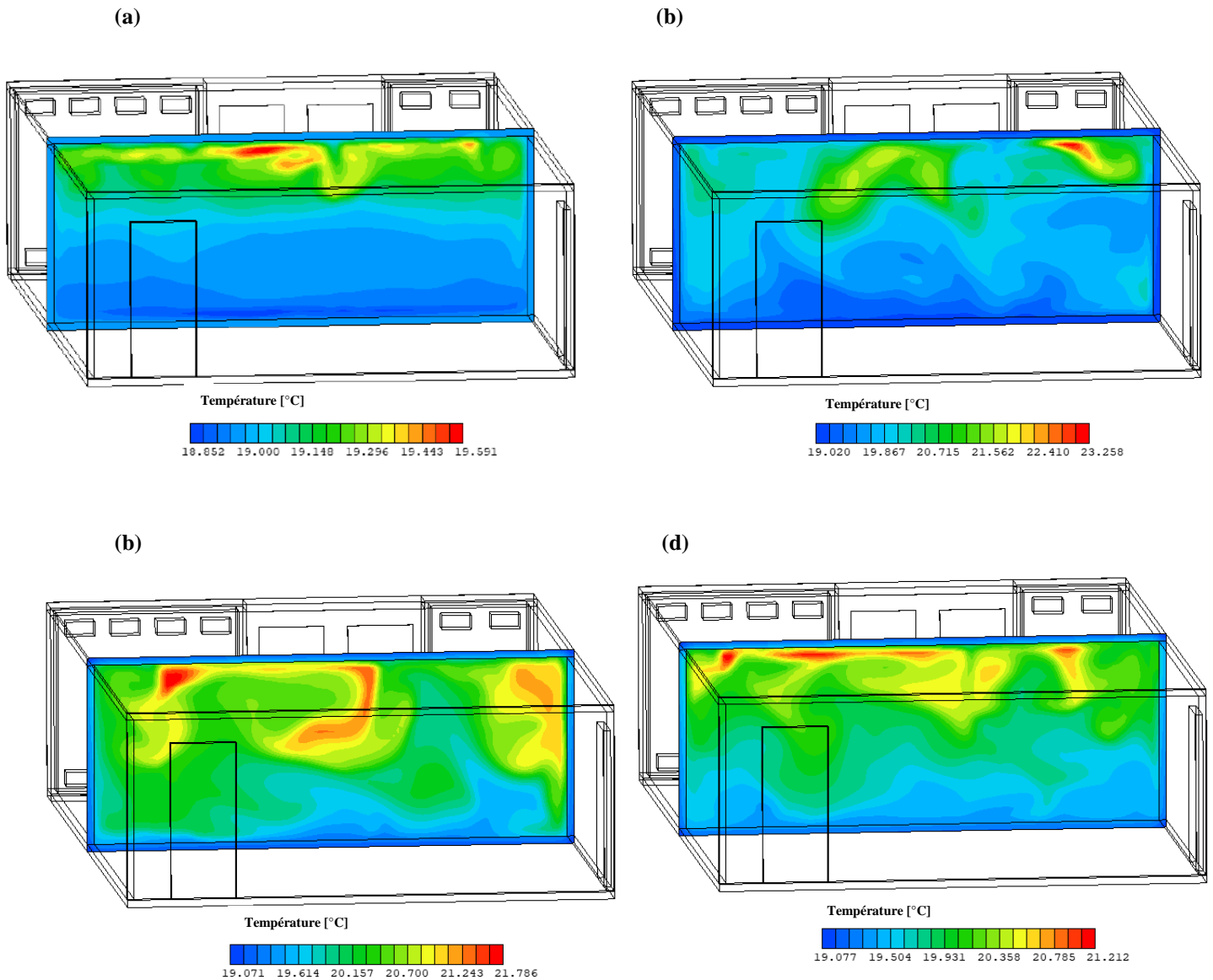


Figure II. 17 : Champs de température au milieu de la pièce ($y = 5,455 \text{ m}$) pour différents temps : (a) 9:00, (b) 14:00, (c) 18:00 et (d) 21:00 pour le 2^{ème} cas.

La quantité de transfert de chaleur à travers les murs Trombes 1 et 2 est représentée sur la Figure II.18 pour le 2^{ème} cas. D'après cette figure, le transfert de chaleur maximum dans les murs Trombes se produit entre 15h00 et 16h00 avec une valeur de 382,82 W pour le mur

Trombe 1 et 678,81 W pour le mur Trombe 2. Comme il a été observé précédemment, le mur Trombe 2 présente encore des valeurs plus importantes. Par ailleurs, on remarque une transmission plus remarquable du transfert de chaleur à travers les murs Trombes en Avril (Figure II.18) par rapport à Décembre (Figure II.9) en raison du rayonnement solaire plus élevé. Ensuite, lorsqu'il n'y a pas de rayonnement solaire, le transfert de chaleur diminue de manière significative.

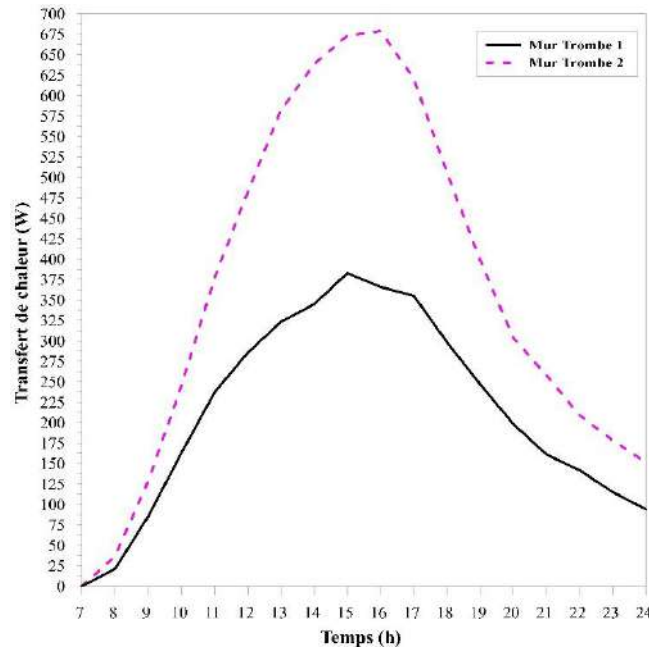


Figure II. 18 : Transfert de chaleur des murs Trombes 1 et 2 pour le 2^{ème} cas.

La Figure II.19 illustre la température moyenne dans les lames d'air 1 et 2 pour les deux murs à différentes hauteurs (supérieure, moyenne et inférieure). En ce qui concerne le mur Trombe 1, la température de la partie inférieure de la lame d'air a baissé de 19 °C à 7h00 jusqu'à 18,30 °C à 8h00. La température de la partie supérieure a augmenté et a atteint un maximum de 28,83 °C à 15h00, tandis qu'à ce même moment la température de la partie inférieure était de 20,66 °C. Pour le mur Trombe 2, la température maximale dans la partie supérieure de la lame d'air est de 27,44 °C à 16h00. La différence de température entre les parties supérieure et inférieure pour les deux murs Trombes est comprise entre 1,21 °C et 8,93 °C. Les ouïes supérieures et inférieures permettent une thermocirculation dans les lames d'air existantes entre les verres et les murs Trombes. Une fois refroidi, l'air soufflé dans la salle par les ouïes supérieures retourne dans la lame d'air par les ouïes inférieures. La variation de la température de l'air dans la lame d'air supérieure est similaire à celle du côté extérieur du mur Trombe, qui est chauffée par rayonnement solaire.

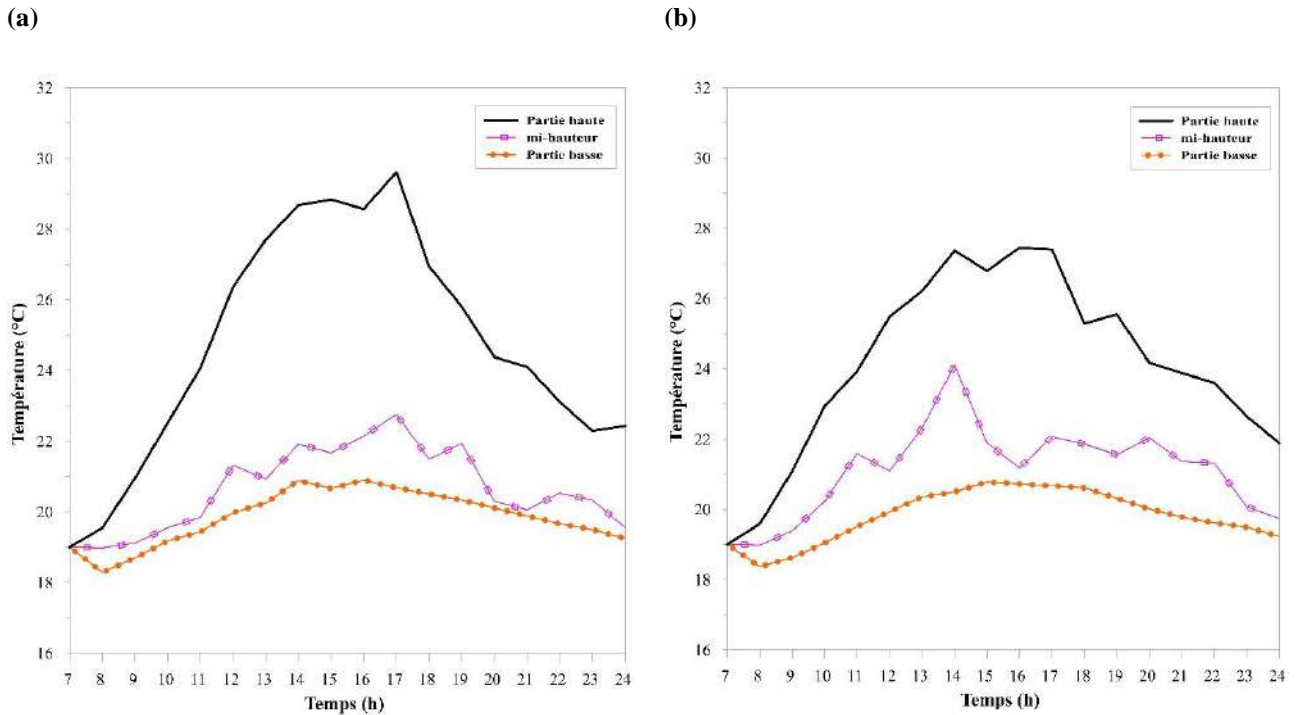


Figure II. 19 : Variation de la température de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs pour (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2 pour le 2^{ème} cas.

On constate que la variation de température entre l'entrée et la sortie de la lame d'air ventilée est maximale pour la journée où l'apport énergétique est élevé. Lorsque l'apport énergétique est faible, la différence de température est réduite. D'après la Figure II.20, le débit maximal enregistré pour le mur Trombe 1 est de 153,04 m³/h, tandis que le débit pour le mur Trombe 2 est égal à 283,1 m³/h. La vitesse moyenne obtenue dans la lame d'air est d'environ 0,15 m/s.

On voit aussi que les puissances récupérées pour le 8 Avril sont beaucoup plus élevées que celles enregistrées en Décembre (Figure II.21 vs Figure II.12), ce qui est dû à des apports thermiques plus importants, en particulier pour le mur Trombe 2 (546,2 W à 14h00 en Avril contre 419,13 W à 15h00 en Décembre).

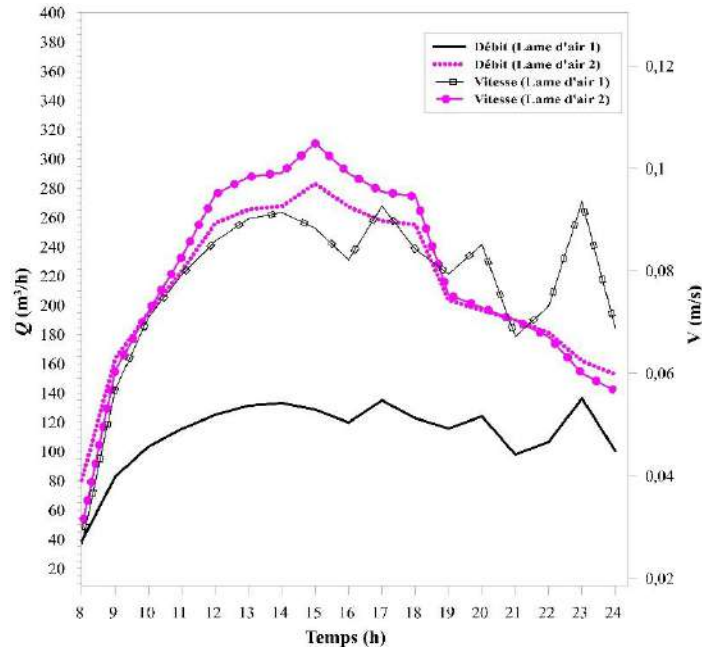


Figure II. 20 : Vitesse et débit d'air dans les lames d'air 1 et 2 (2^{ème} cas).

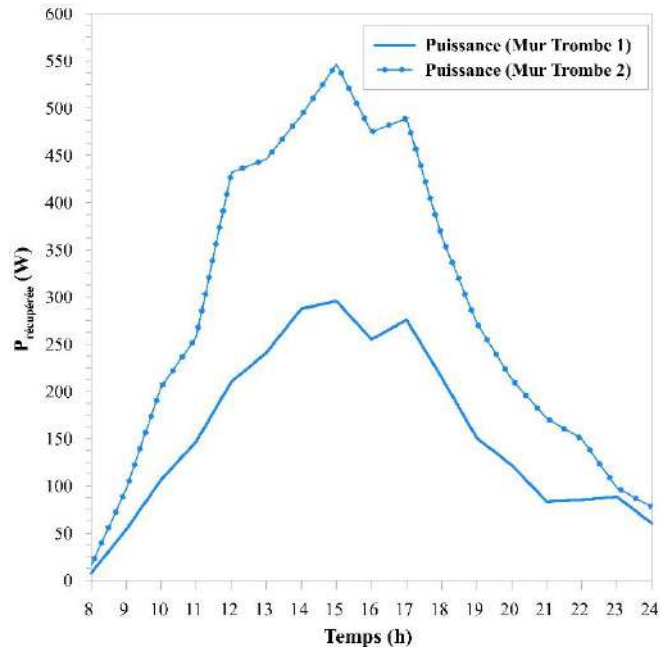


Figure II. 21 : Puissance récupérée pour le 2^{ème} cas à partir de la (a) lame d'air 1, (b) lame d'air 2.

La différence de température entre l'air entrant et sortant est de 5,94 °C (entre les ouïes 1 et 3) et de 6,68 °C (entre les ouïes 2 et 4) pour le mur Trombe 1 alors que pour le mur Trombe 2, la différence est de 6,35 °C (entre les ouïes 5 et 9), 5,02 °C (entre les ouïes 6 et 10), 5,3 °C (entre les ouïes 7 et 11) et 4,38 °C (entre les ouïes 8 et 12) comme le montre la Figure II. 22. En outre, tant que la température dans les ouïes supérieures augmente, la vitesse dans les ouïes augmente également. Une moyenne de 0,3 m/s a été obtenue à travers les ouïes d'après les

Figures II.23 et II.24, ce qui conduit à une amélioration du flux d'air à l'intérieur de la salle par thermocirculation, assurant ainsi l'amélioration du confort thermique.

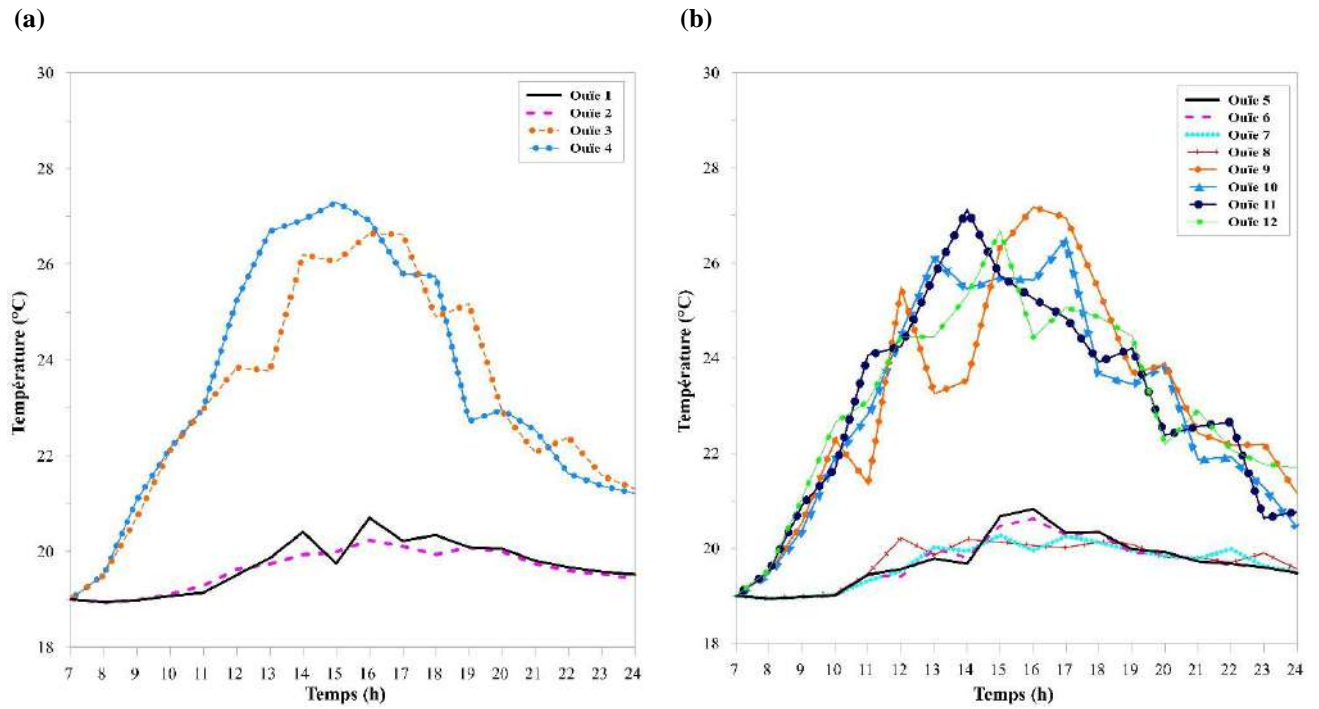


Figure II. 22 : Variation de la température de l'air pour le 2^{ème} cas au niveau des lames d'air du (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.

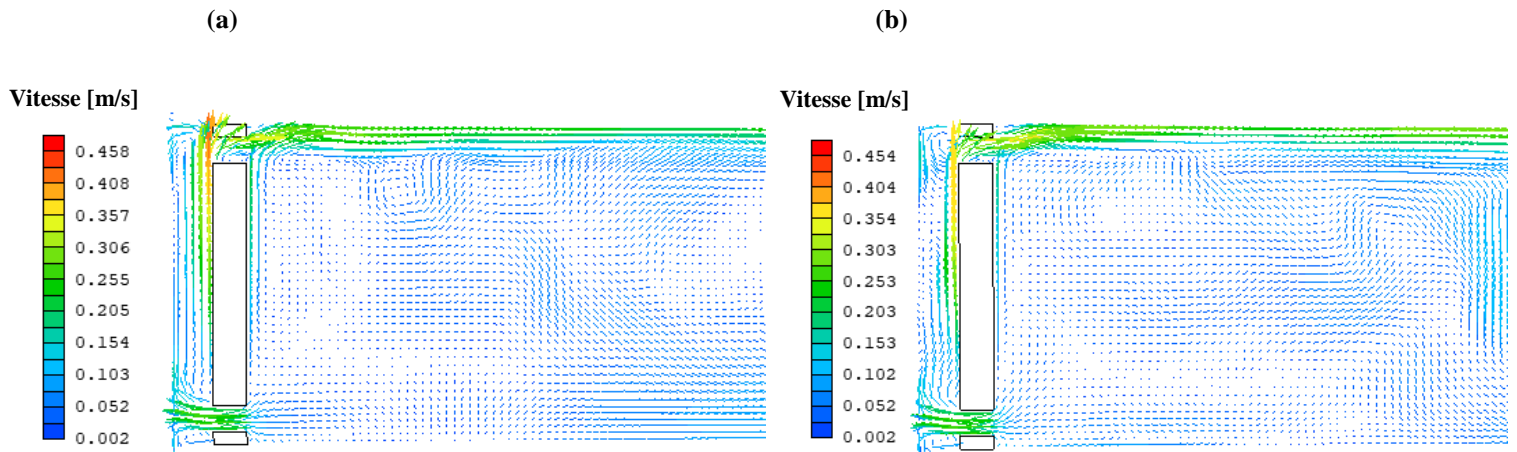


Figure II. 23 : Profil de vitesse pour le 2^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 1 à 15:00 (a) $x = 0,4375$ m, (b) $x = 1,1125$ m.

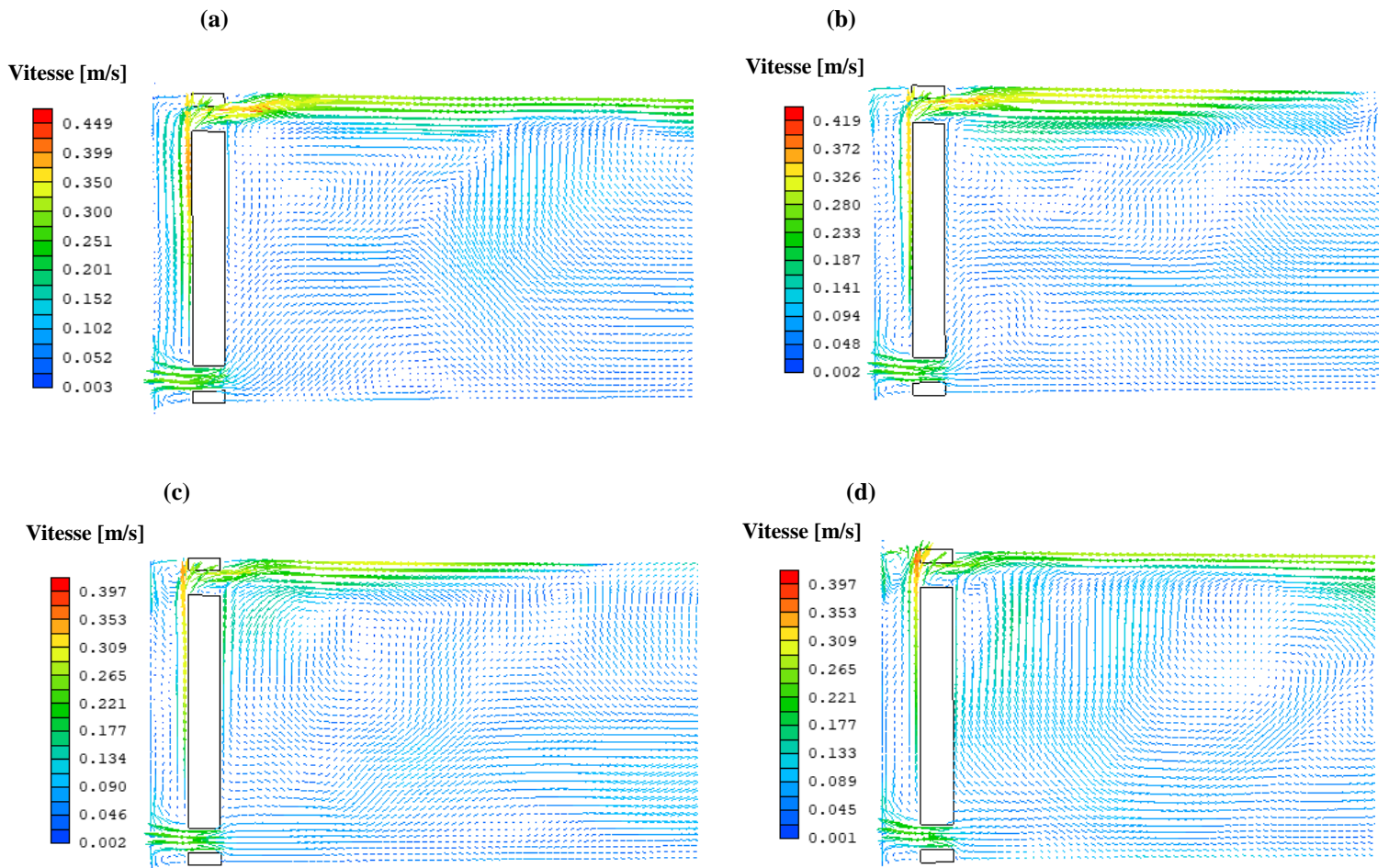


Figure II. 24 : Profil de vitesse pour le 2^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 2 à 14:00 (a) $x = 4,4125$ m, (b) $x = 5,0374$ m, (c) $x = 5,6528$ m, (d) $x = 6,2875$ m.

II.4.1.3. 3^{ème} cas (8 Août)

Le 3^{ème} cas représente le 8 Août, une journée d'été où la température extérieure moyenne est de 24 °C. La Figure II.25 illustre la variation horaire de la température moyenne des différentes parties des murs Trombes. On remarque que la température moyenne de l'extérieur des murs Trombes 1 et 2 varie de 29 °C à 7h00 jusqu'à 41,92 °C à 15h00 et de 29 °C jusqu'à 41,74 °C, respectivement. Comme dans les autres cas, la température extérieure des murs Trombes présente la valeur la plus élevée en raison du rayonnement capté.

Les transferts de chaleur des murs Trombes 1 et 2 sont illustrés sur la Figure II.26 ; il est maximal pour le mur Trombe 2 avec une valeur de 590,25 W par rapport au mur Trombe 1 avec un pic de 388,83 W à 15h00. Comme le rayonnement solaire est intense, la chaleur commence à être stockée dans les murs Trombes, et par la suite on observe une augmentation de la température sur leur côté intérieur. La température du côté intérieur des murs Trombes 1 et 2 a atteint un maximum de 34,51 °C et 34,09 °C, respectivement à 19h00. La température maximale

enregistrée au niveau de la partie supérieure au milieu de la pièce est de 31,37 °C. Cette caractéristique démontre l'importance de l'utilisation d'un dispositif de volets contrôlables afin d'éviter la surchauffe de la pièce.

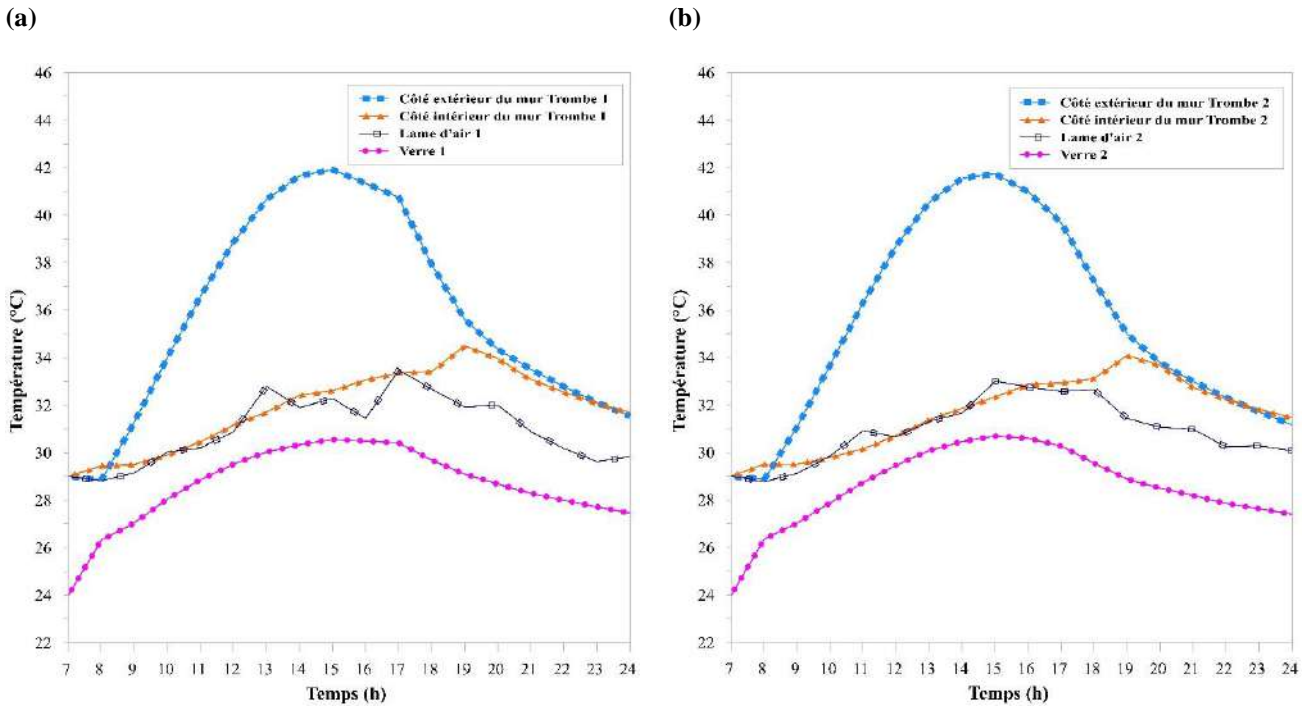


Figure II. 25 : Température moyenne des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes, des verres et des lames d'air (8 Août).

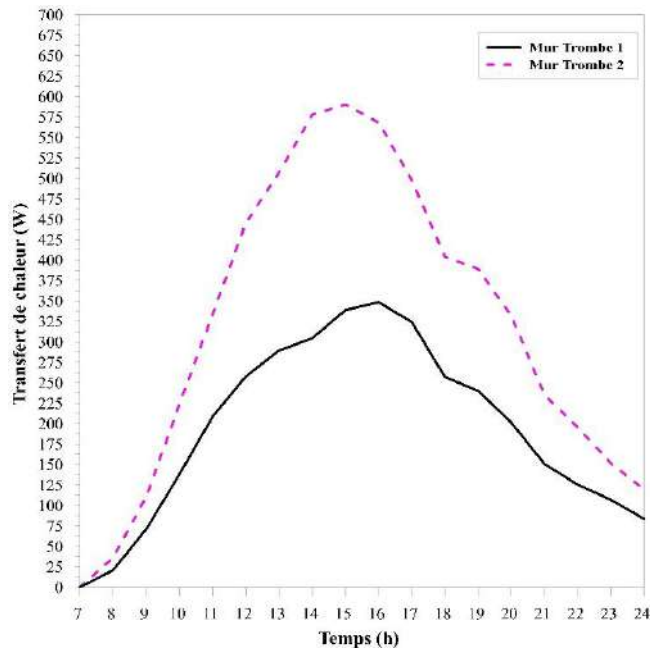


Figure II. 26 : Transfert de chaleur des murs Trombes 1 et 2 pour le 3^{ème} cas.

Pendant l'été, la température intérieure est caractérisée par une élévation d'environ 2,37 °C comme le montre la Figure II.27. Dans ce cas, le mur Trombe agit comme une source de charge supplémentaire dans la mesure où il est fortement recommandé, en été, de choisir des stores de protection solaire appropriés avec des parties réglables en fonction du rayonnement solaire incident. La nuit, même en absence de charge solaire, la température des deux côtés intérieur et extérieur des murs Trombes est plus élevée que la température ambiante.

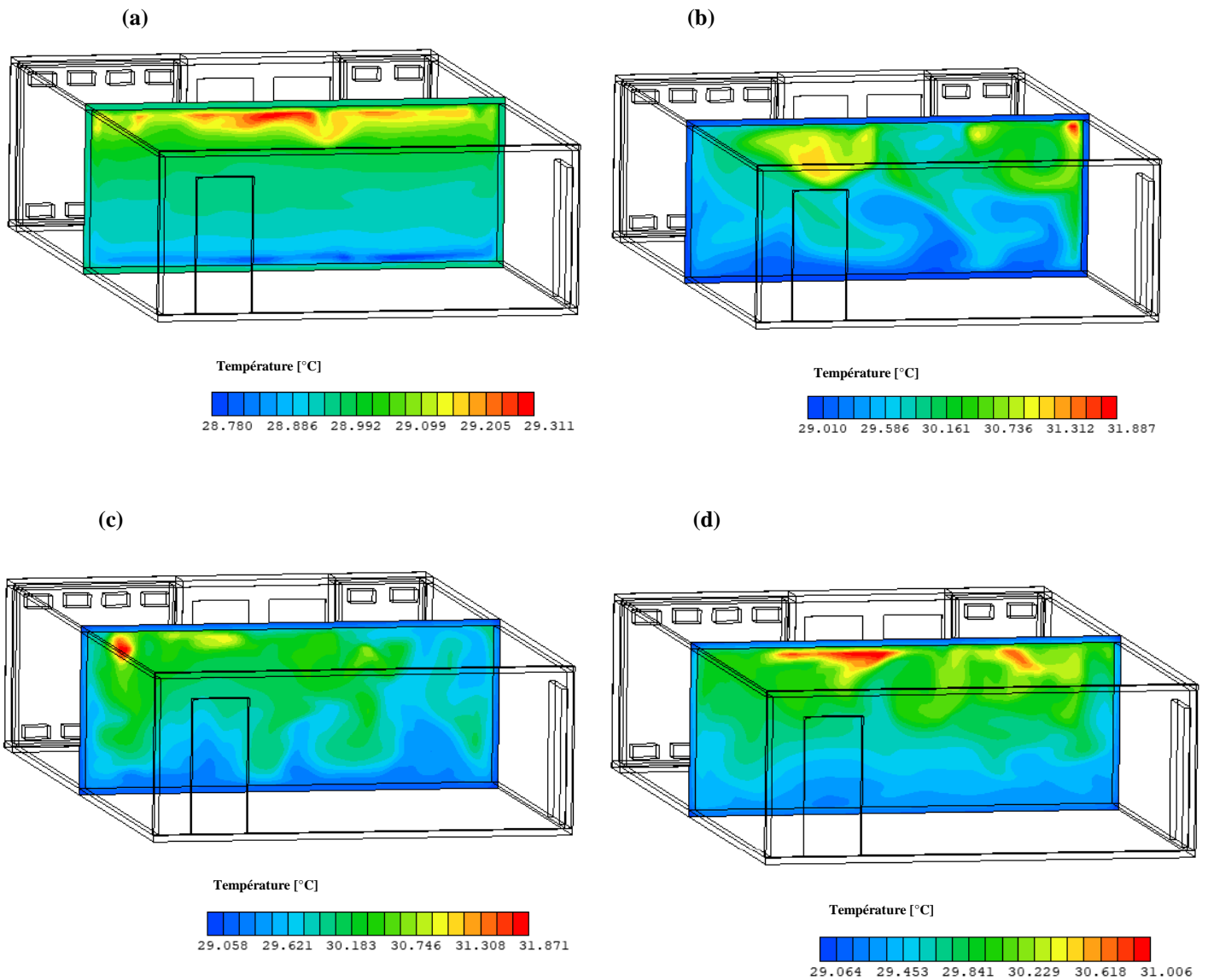


Figure II. 27 : Champs de température au milieu de la pièce ($y = 5,455$ m) pour différents temps : (a) 9:00, (b) 14:00, (c) 18:00 et (d) 21:00 pour le 3^{ème} cas.

Pendant la journée et comme le montre la Figure II.28, le pic de température dans les parties supérieures des lames d'air des deux murs 1 et 2 se situait entre 37,63 °C et 38,47 °C, respectivement. L'énergie thermique est alors transférée de la lame d'air entre le vitrage et le

mur Trombe vers l'intérieur de la pièce par conduction. La température des lames d'air est influencée par la température du côté extérieur des murs Trombes. Cette énergie est ensuite transférée par convection en utilisant la thermocirculation de l'air. En absence du rayonnement solaire de 19h00 jusqu'à minuit, la diminution de la température du côté extérieur des murs Trombes (Figure II.25) provoque une augmentation de la température des lames d'air (Figure II.28). La différence de température entre les parties haute et basse des deux murs est comprise entre 7,87 °C et 8,52 °C.

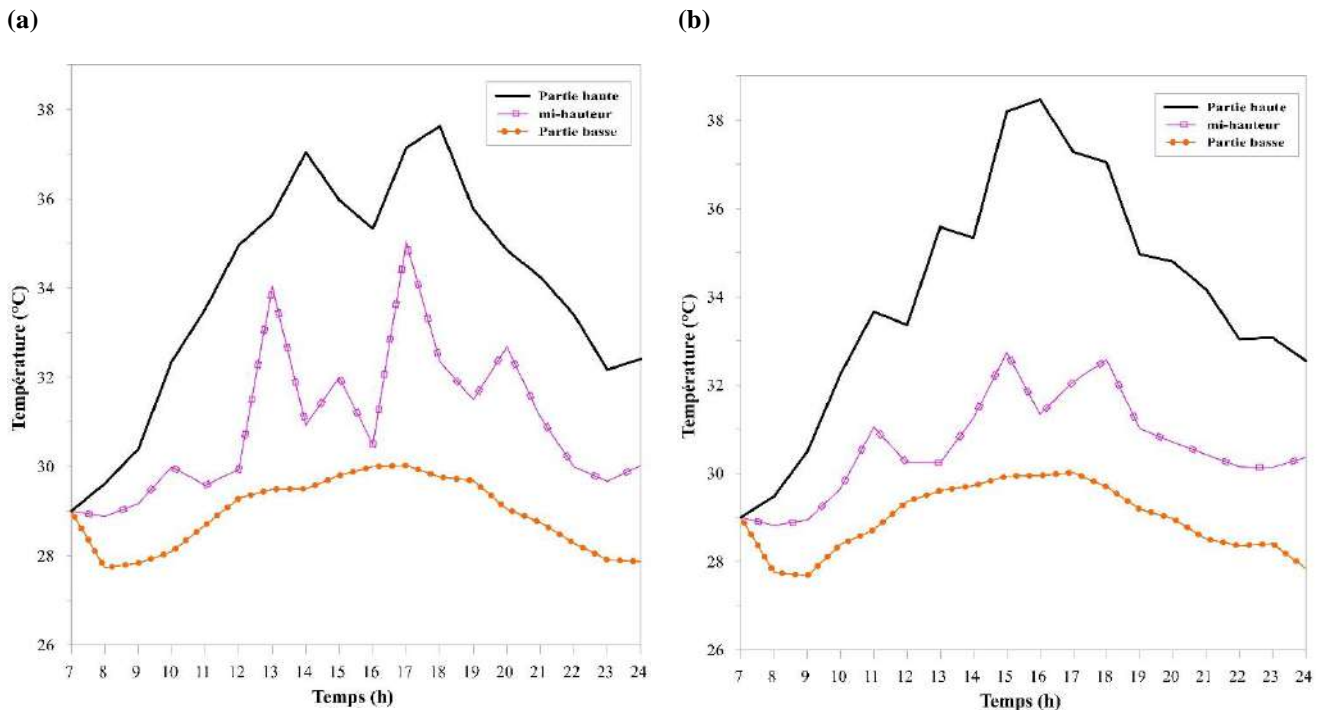


Figure II. 28 : Variation de la température de l'air dans la lame d'air à différentes hauteurs pour (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2 pour le 3^{ème} cas.

Les débits maximaux enregistrés dans ce cas (Figure II.29) sont de 139,08 m³/h et de 289,93 m³/h pour les murs Trombes 1 et 2, respectivement. Quant à la vitesse moyenne dans les lames d'air 1 et 2, leur maximum est de 0,10 m/s à 13h00 et de 0,11 m/s à 12h00, respectivement. La puissance récupérée dans ce cas (Figure II.30) a atteint un maximum de 590,25 W, pour le mur Trombe 2, contre une valeur de 348,39 W pour le mur Trombe 1.

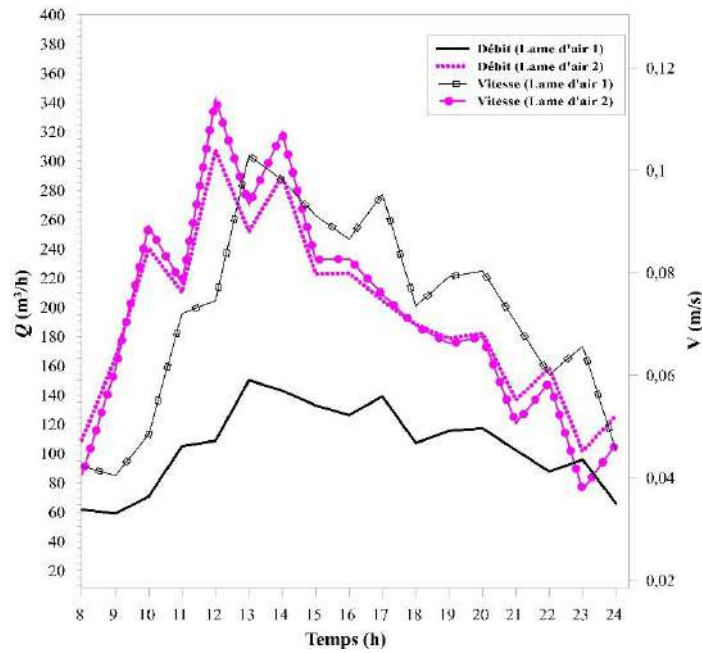


Figure II. 29 : Vitesse et débit d'air dans les lames d'air 1 et 2 (3^{ème} cas).

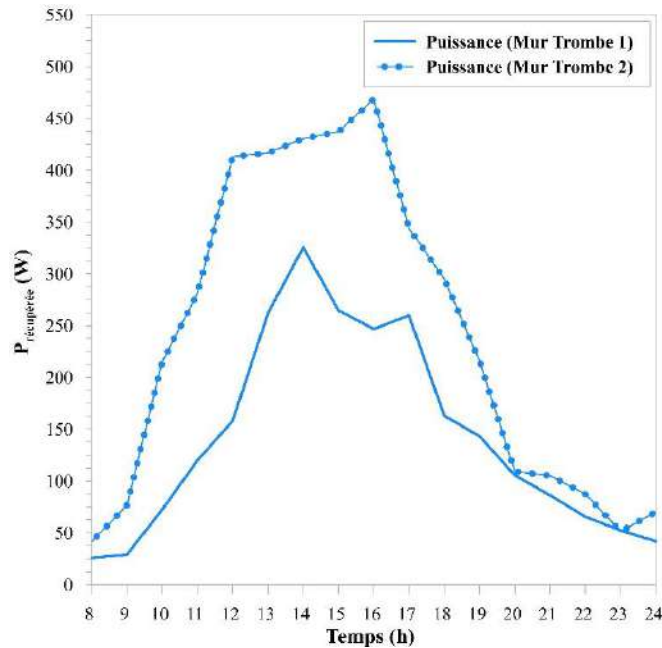


Figure II. 30 : Puissance récupérée pour le 3^{ème} cas à partir de la (a) lame d'air 1, (b) lame d'air 2.

Le système de mur Trombe est connu aussi par son aptitude à améliorer les effets de refroidissement naturel car il aspire l'air frais par les ouïes inférieures et repousse ensuite l'air chaud à travers les ouïes supérieures. D'après la Figure II.31 (a) et la Figure II.32, la température maximale de l'air varie entre 36,91 °C pour l'ouïe supérieure 3 et 35,69 °C pour l'ouïe supérieure 4. Quant à la vitesse de l'air, elle est de 0,27 m/s. Comme le montre la Figure II.31 (b) et la

Figure II.33, la température maximale de l'air varie entre 37,07 °C pour l'ouïe supérieure 9, 37,18 °C pour l'ouïe supérieure 10, 36,15 °C pour l'ouïe supérieure 11 et 35,53 °C pour l'ouïe supérieure 12 avec une vitesse de 0,27 m/s.

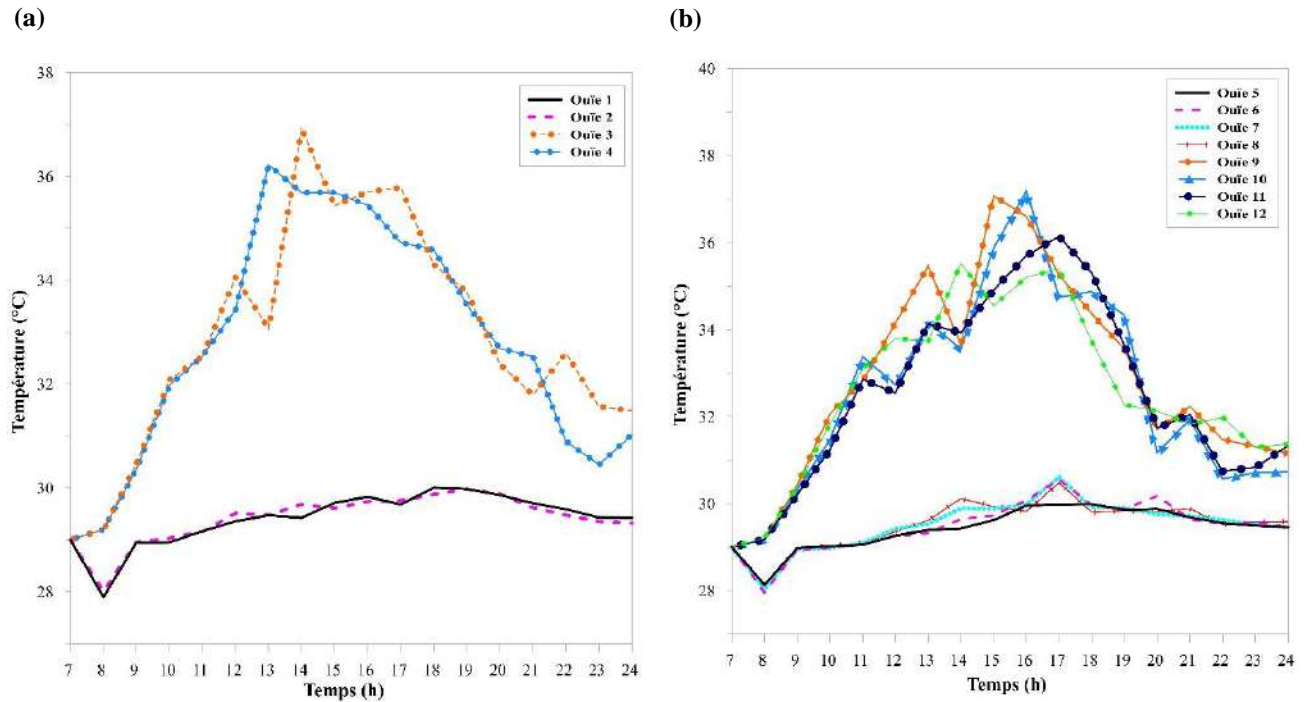


Figure II. 31 : Variation de la température de l'air pour le 3^{ème} cas au niveau des lames d'air du (a) Mur Trombe 1, (b) Mur Trombe 2.

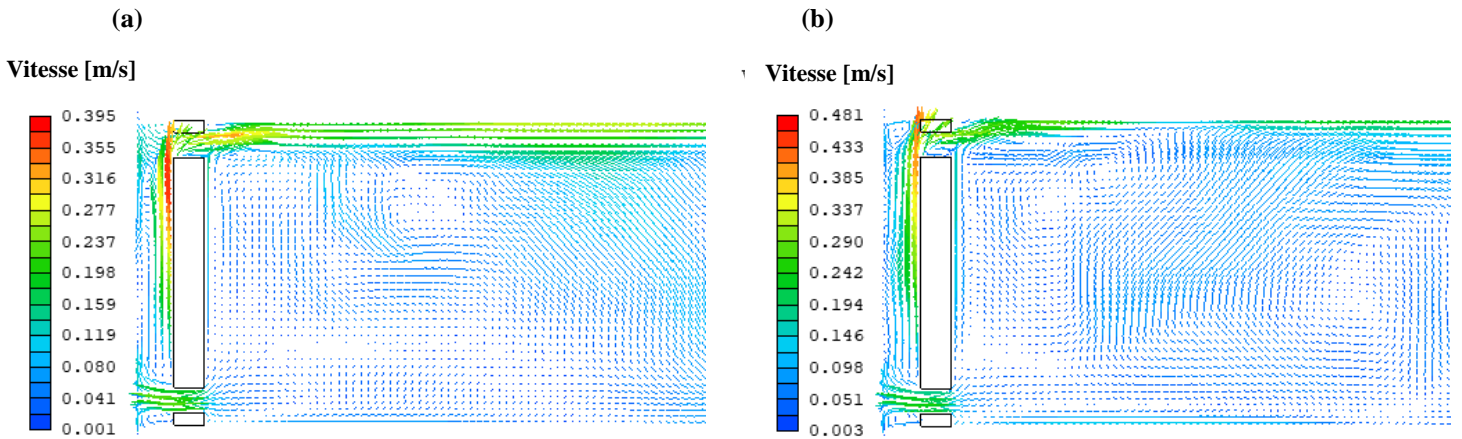


Figure II. 32 : Profil de vitesse pour le 3^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 1 à 15:00 (a) $x = 0,4375$ m, (b) $x = 1,1125$ m.

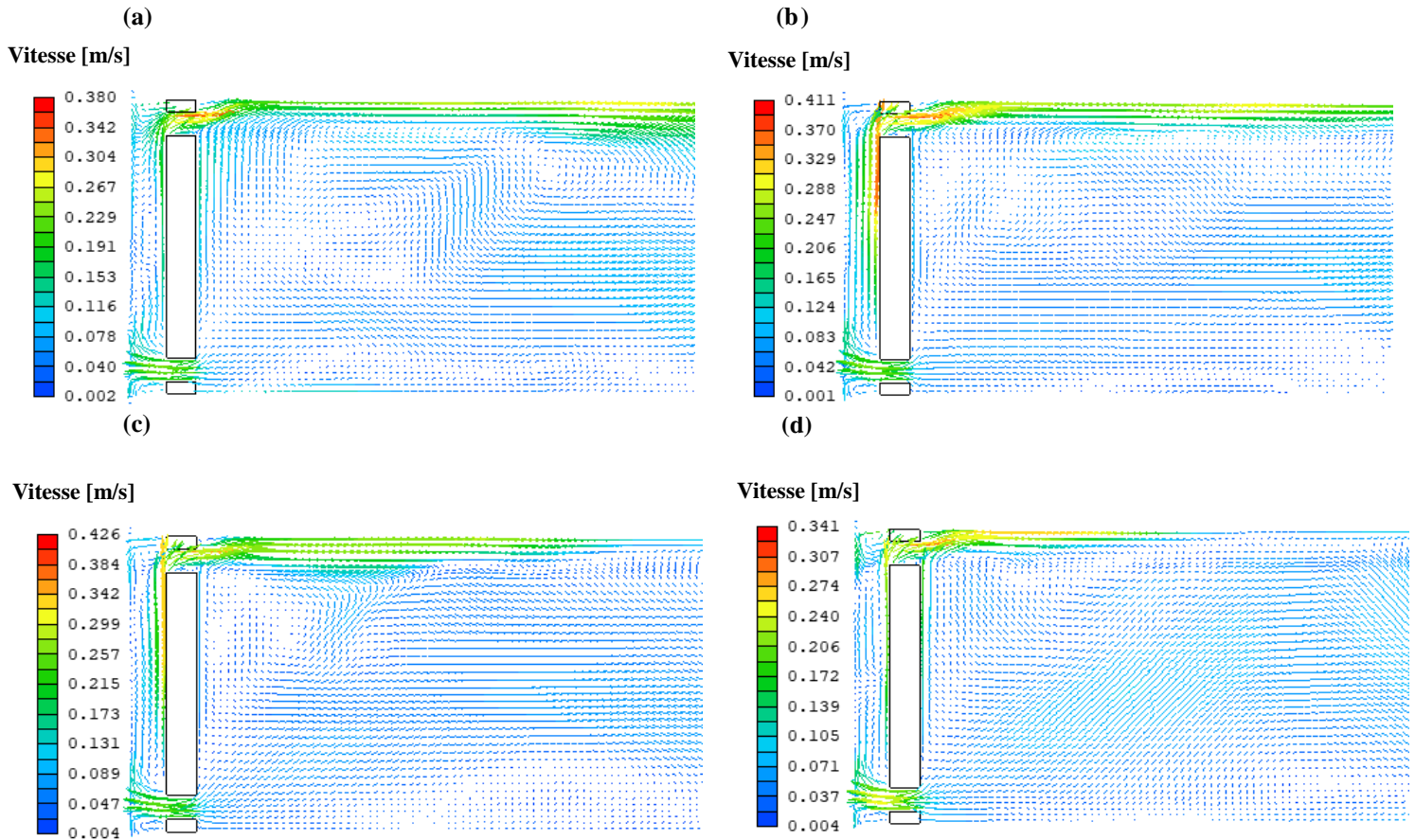


Figure II. 33 : Profil de vitesse pour le 3^{ème} cas au niveau de la section d'entrée, lame d'air et de la section de sortie pour le mur Trombe 2 à 14:00 (a) $x = 4,4125$ m, (b) $x = 5,0374$ m, (c) $x = 5,6528$ m, (d) $x = 6,2875$ m.

En résumé, la comparaison entre les résultats obtenus pour les trois jours sélectionnés permet de conclure que le comportement du mur Trombe est différent en fonction du rayonnement solaire et de la température extérieure du jour à simuler. Une valeur plus élevée de température peut être remarquée pendant la journée en raison du gain de rayonnement solaire. Dans les trois cas, l'augmentation de la température du côté extérieur des murs Trombes est plus remarquable que celle des autres parties. Comme il a été expliqué précédemment, cette augmentation engendre une augmentation de l'énergie transférée par conduction au côté intérieur du mur Trombe et provoque une augmentation de sa température. La température de la pièce augmente en raison du transfert de chaleur par conduction du côté extérieur des murs Trombes vers le côté intérieur et aussi suite au phénomène de convection à travers les lames d'air engendrés par les ouïes vers l'intérieur de la pièce, surtout pour le 1^{er} cas. En outre, comme on peut observer pour les trois cas, la température du côté extérieur des murs Trombes diminue de manière plus importante que du côté intérieur ceci en raison du transfert de l'énergie stockée dans la pièce en fin de journée. Ainsi, pour les cas 1 et 2, le mur Trombe produit de la chaleur

pendant la journée tant que le rayonnement solaire l'atteint. C'est pourquoi entre les cas 1 et 2, il y a une différence dans les valeurs de température. Pour le cas 3, en été, le mur Trombe agit comme une source de chaleur supplémentaire et il est donc important de l'isoler et d'installer des stores de protection solaire.

II.4.2. Fonctionnement du mur Trombe avec un isolant

Bien que le mur Trombe classique ait montré qu'il est capable de réduire considérablement l'énergie nécessaire à la consommation, il est nécessaire, d'envisager l'utilisation d'un isolant puisque la performance de l'isolation thermique est jugée essentielle dans la phase de conception d'un mur Trombe. L'intérêt de cette partie est de décrire le fonctionnement du même mur Trombe que celui étudié dans la partie précédente pour la saison de chauffage (8 Décembre), en comparant deux configurations comme le montre la Figure II. 34 :

- Configuration 1 : mur Trombe non isolé.
- Configuration 2 : mur Trombe isolé.

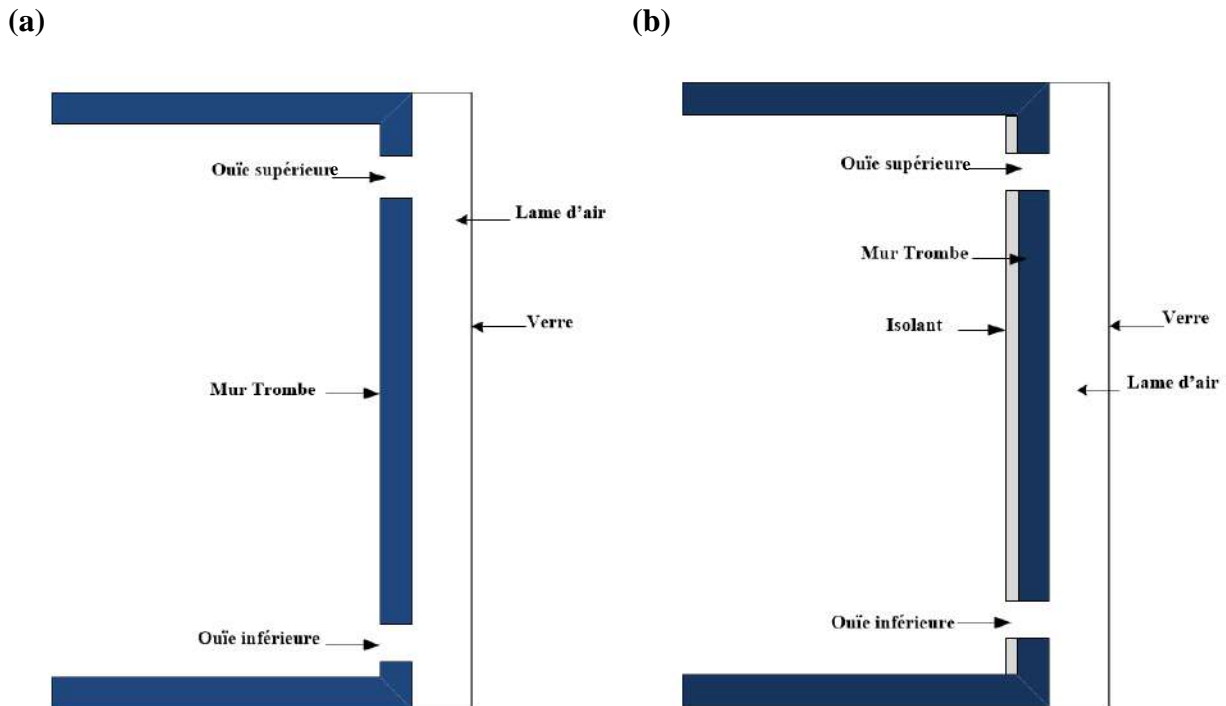


Figure II. 34 : (a) Section verticale du mur Trombe non isolé (configuration 1), (b) Section verticale du mur Trombe isolé (configuration 2).

L'isolation est de 0,1 m d'épaisseur et ses propriétés thermophysiques sont reportées dans le Tableau II.3.

Matériel	Partie	Densité (kg.m^{-3})	Chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Coefficients d'émissivités
Laine minéral	Isolant	130	750	0,030	-

Tableau II. 3 : Propriétés de l'isolant.

Pour cela, les résultats de la simulation numérique se concentrent sur la distribution de la température par rapport à la circulation de l'air dans les murs Trombes ainsi que dans toute la section de la pièce.

Il convient de noter que, pendant la journée, le rayonnement solaire chauffe l'air emprisonné entre le vitrage et les parois des murs Trombes, ce qui engendre le réchauffement du mur même (cela a été prouvé d'après les résultats précédents). Le tableau II.4 montre la variation de température entre les côtés intérieur et extérieur des murs Trombes 1 et 2 pour les deux configurations. Il convient de noter aussi que la température du côté extérieur des murs Trombes pour les deux configurations augmente de 16 °C à environ 22,5 °C (valeur maximale) pour la configuration 1 et de 24,9 °C pour la configuration 2. Sur le côté intérieur des murs Trombes, nous trouvons une tendance similaire avec des valeurs légèrement inférieures, un maximum d'environ 18 °C pour la configuration 1 et de 20 °C pour la configuration 2. En outre, on a noté que, dans les deux cas, la température du côté extérieur des murs Trombes atteint son maximum vers 14h00. De plus, des valeurs élevées ont pu être obtenues en présence d'un fort rayonnement solaire et d'un transfert par convection de l'air à travers les ouïes.

		07:00	09:00	11:00	14:00	16:00	17:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Configuration 1	Côté extérieur du mur Trombe 1	16,00	14,095	19,320	24,932	22,544	19,246	17,348	15,334	14,131	13,265
	Côté extérieur du mur Trombe 2	16,00	14,041	19,302	24,816	22,356	19,072	17,207	15,245	14,085	13,249
	Côté intérieur du mur Trombe 1	16,00	15,571	15,664	17,404	18,223	18,163	17,963	17,181	16,278	15,532
	Côté intérieur du mur Trombe 2	16,00	15,600	15,627	17,111	17,986	18,088	17,907	17,144	16,359	15,611
Configuration 2	Côté extérieur du mur Trombe 1	16,00	14,095	19,303	24,929	22,614	19,397	17,612	15,802	14,725	13,920
	Côté extérieur du mur Trombe 2	16,00	14,038	19,201	24,804	22,447	19,203	17,389	15,589	14,548	13,771
	Côté intérieur du mur Trombe 1	16,00	15,736	15,644	17,956	19,772	20,236	20,184	19,220	17,996	16,851
	Côté intérieur du mur Trombe 2	16,00	15,676	15,592	17,884	19,644	20,012	19,890	18,895	17,695	16,596

Tableau II. 4 : Valeurs de températures des côtés extérieur et intérieur des murs Trombes [°C].

La Figure II.35 (a) représente la distribution de température pour la configuration 1 à $y = 0,55$ m (côté intérieur des murs Trombes 1 et 2), tandis que la Figure II.35 (b) montre la distribution sur l'arrière de l'isolant pour les deux murs à $y = 0,65$ m pour la configuration 2. Les visualisations des distributions de température dans les deux configurations montrent qu'il y a un débit d'air dû au gain de chaleur solaire des murs Trombes.

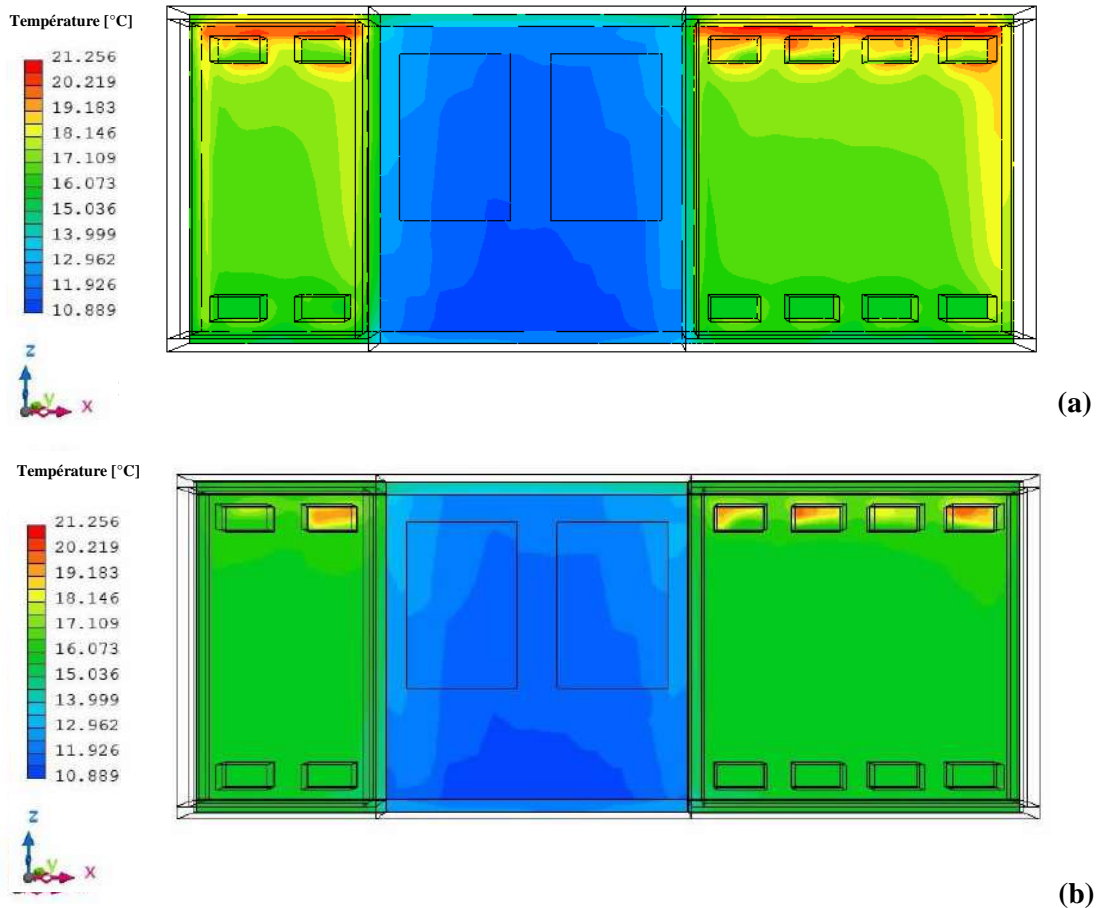


Figure II. 35 : Distribution de température à (a) $y = 0,55$ m (configuration 1) et (b) $y = 0,65$ m (configuration 2).

Au début de la journée (de 7h00 à 11h00), la température du côté intérieur des murs Trombes pour les deux configurations baisse et ce jusqu'à ce que l'énergie solaire absorbée du côté extérieur des murs se propage à travers le côté intérieur. Ensuite, dans le cas de la configuration 1, les deux murs continuent à se charger jusqu'au coucher du soleil, où la température du côté intérieur des murs 1 et 2 atteint son maximum de 18,163 °C et de 18,088 °C à 17h00, respectivement. Quant à la configuration 2, les températures maximales, du côté intérieur des murs 1 et 2, sont de 20,236 °C et de 20,012 °C à 17h00, respectivement. Il convient de mentionner que, en général, la température du côté extérieur des murs Trombes est plus élevée

que celle du côté intérieur en raison de la perte d'énergie transférée par conduction dans les murs.

Les Figures II.36-39 montrent les distributions de température dans la salle d'essai à $x = 0,42$ m (au milieu des ouïes 1 et 3 du mur Trombe 1) et à $x = 4,383$ m (au milieu des ouïes 5 et 9 du mur Trombe 2) pour différentes périodes et ce, pour les deux configurations.

L'air chauffé entre à l'intérieur de la pièce à travers les ouïes supérieures (ouïes 3, 4, 9, 10, 11 et 12) et se refroidit au contact des murs de la pièce. Pour la configuration 1, les températures inférieure et supérieure de l'air dans la lame d'air du mur Trombe 1 à 10h00 sont de $8,73$ °C et $14,89$ °C (Figure II.36), respectivement. Quant à la partie inférieure de la lame d'air du mur Trombe 2 (Figure II.37), la température initiale est de 16 °C à 7h00, puis elle diminue et on a une valeur de $10,24$ °C à 10h00 ; une différence de $5,76$ °C. Pour la partie supérieure de la lame d'air du mur Trombe 2 (Figure II. 37), la température initiale est aussi de 16 °C à 7h00, puis elle descend à $14,87$ °C à 10h00; une différence de $1,13$ °C. Après, à 14h00, la température de l'air supérieur dans la lame d'air du mur Trombe 1 (Figure II. 36) augmente jusqu'à $19,28$ °C, tandis que celle de l'air inférieur est de $12,39$ °C. Quant à la température supérieure de l'air dans la lame d'air du mur Trombe 2 (Figure II.37), elle atteint $20,05$ °C alors qu'elle est de $10,94$ °C pour l'air situé à la partie inférieure. Une fois refroidi, il retourne par les ouïes inférieures (ouïes 1, 2, 5, 6, 7 et 8). Tant que l'air entrant dans les ouïes inférieures est plus froid que celui des ouïes supérieures, ces derniers contribuent à faire circuler l'air à l'intérieur de la salle d'essai. En outre, pour les deux murs Trombes de la configuration 1, les valeurs de température de l'air dans les parties supérieures sont toujours plus élevées que celles dans les parties basses ou à mi-hauteur de la pièce.



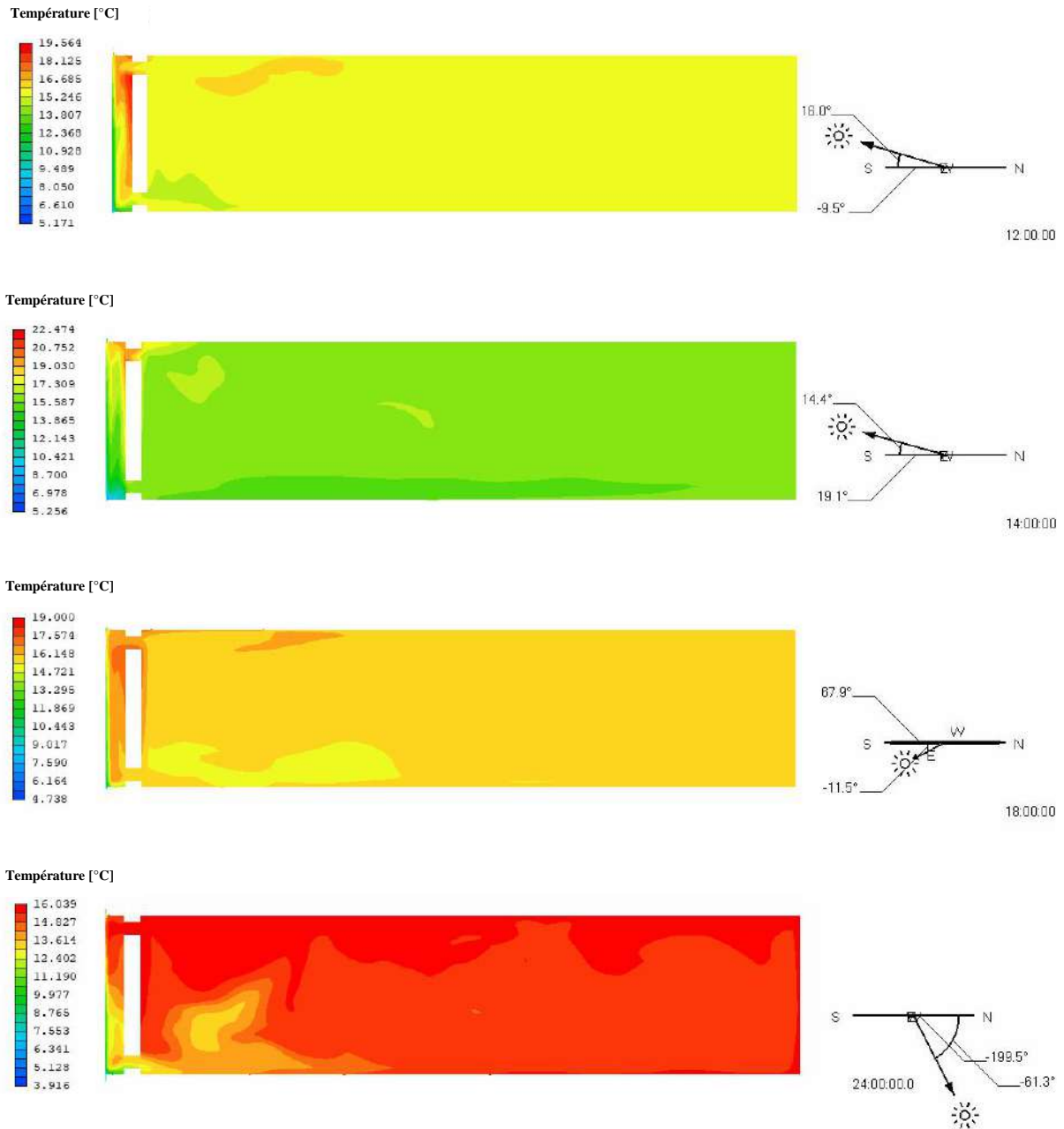
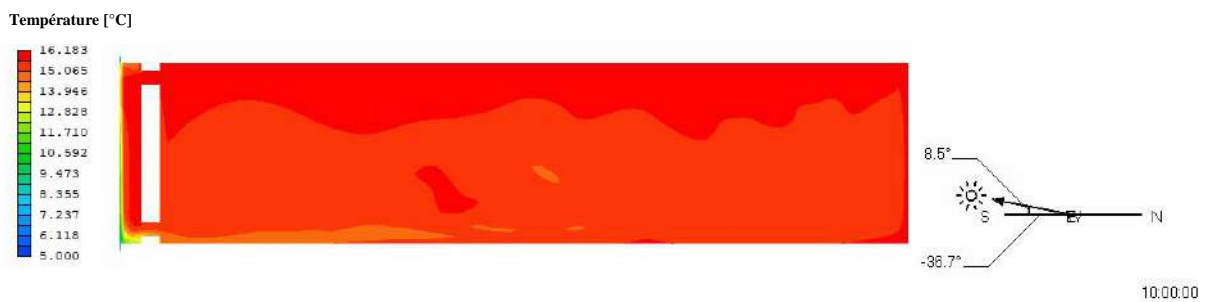


Figure II. 36 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 0,42 \text{ m}$ pour la Configuration 1.



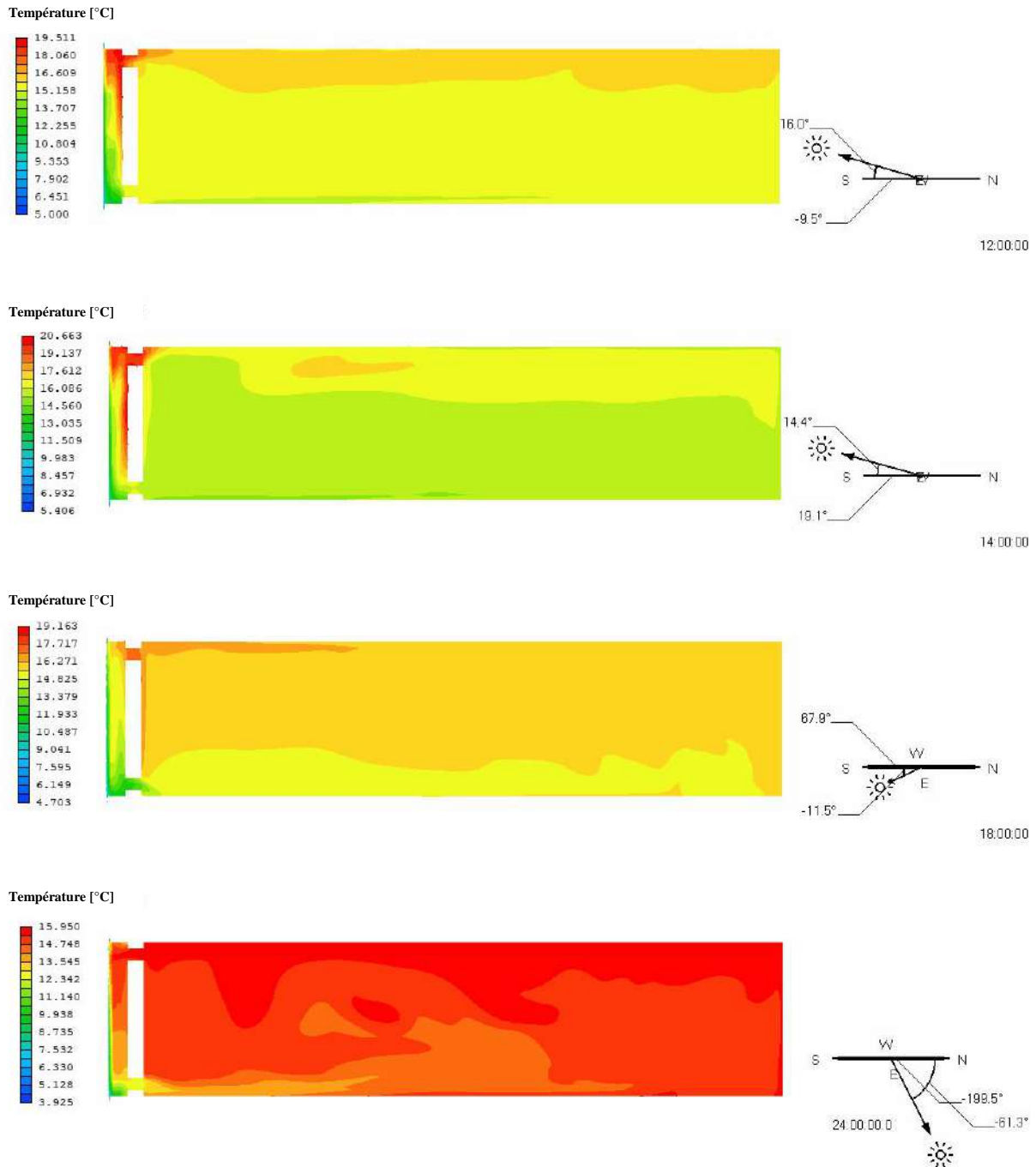


Figure II. 37 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 4,383$ m pour la Configuration 1.

Les Figures II. 38 et II.39 illustrent la température de la lame d'air pour la configuration 2 pour les deux murs. Il convient de noter que le mur isolant est perforé pour permettre la circulation de l'air à travers les ouïes supérieures et inférieures. La température de l'air dans la partie inférieure a également baissé de 7h00 à 10h00. A 7h00, la température dans les lames d'air du mur Trombe 1 est de 16 °C tandis qu'à 10h00, la température dans la partie inférieure est de 9,05 °C et de 14,99 °C dans la partie supérieure, ce qui indique une différence de 6,95 °C pour

la partie inférieure par rapport à 1,01 °C pour la partie supérieure de 7h00 à 10h00. Quant à la lame d'air du mur Trombe 2, de 7h00 à 10h00, la différence de température dans la partie inférieure est de 5,81 °C et de 0,50 °C dans la partie supérieure. Un maximum de 11,07 °C et de 19,61 °C pour les parties inférieures et supérieures a été enregistré à 15h00. Par la suite, la température de l'air dans la lame d'air pour les deux configurations a varié jusqu'à chuter pendant la nuit (vers 00h00) pour atteindre environ 14,61 °C pour la partie supérieure et 10,45 °C pour la partie inférieure. En outre, la fluctuation de température est influencée par la variation du rayonnement solaire ; son augmentation ou sa diminution dépend de celles du flux solaire.

Température [°C]



Température [°C]



Température [°C]





Figure II. 38 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 0,42$ m pour la Configuration 2.



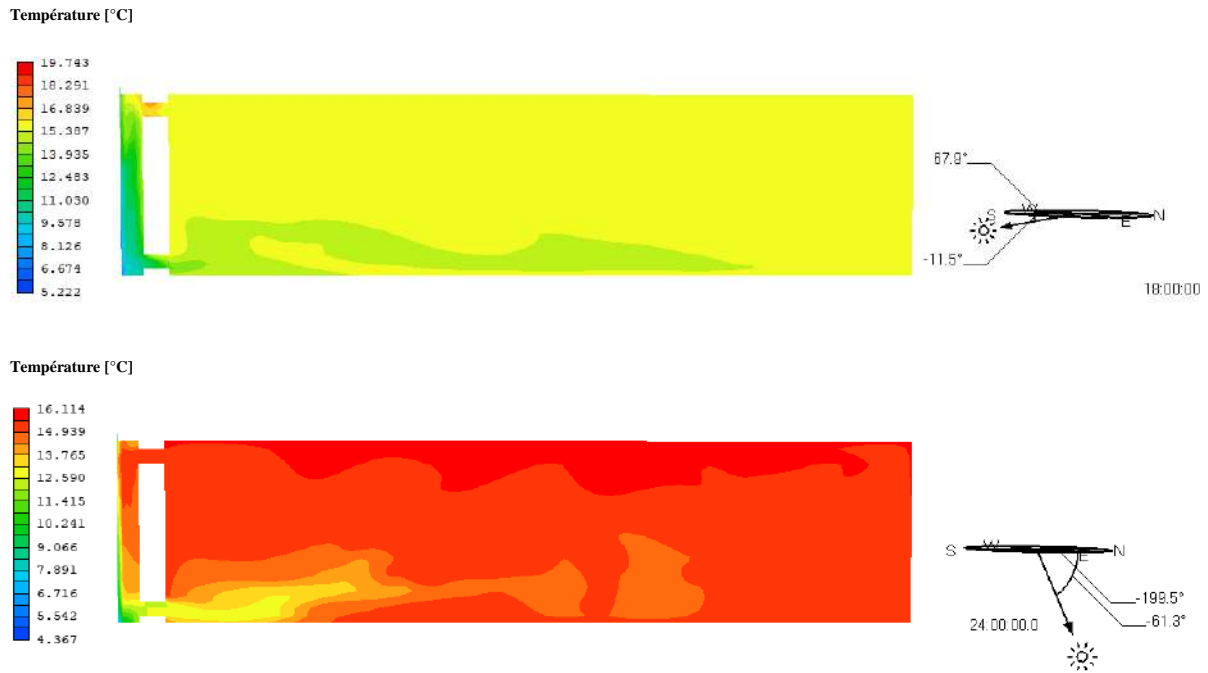


Figure II. 39 : Distribution horaire de la température dans la pièce à $x = 4,383$ m pour la Configuration 2.

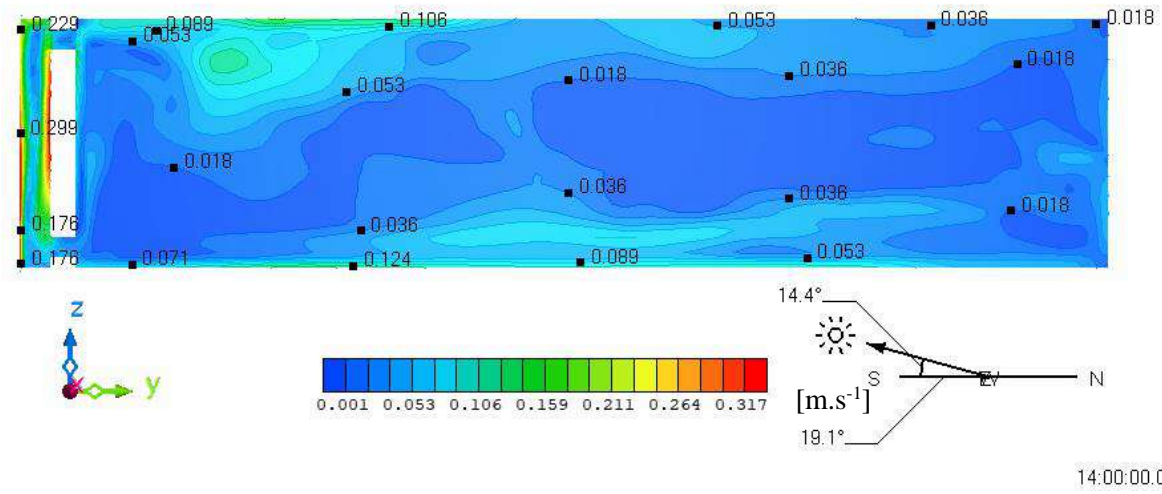
Les distributions de vitesse sont présentées sur la Figure II.40. La convection naturelle est le mode de transfert dominant surtout durant l'après-midi. En outre, l'air le plus proche du plafond est chauffé avant celui du bas. Ainsi, une vitesse moyenne de 0,16 m/s et un maximum d'environ 0,29 m/s pour la configuration 1 (Figure II.40 (a)) sont enregistrés à travers les ouïes supérieures. Quant à la configuration 2 (Figure II.40 (b)), la vitesse moyenne est de 0,12 m/s et le maximum est d'environ 0,22 m/s. Ces valeurs sont comprises dans la plage requise pour répondre aux critères de confort intérieur [84]. Cela indique que dans les conditions de fonctionnement, le confort thermique est assuré à l'intérieur de la pièce. De plus, la circulation de l'air dans la pièce se fait dans une zone assez large en raison des variations significatives de la densité entre l'air froid et l'air chaud.

En fin d'après-midi et pendant la nuit, les flux de chaleur des murs Trombes, pour les deux configurations, sont complètement transférés à l'intérieur de la pièce. Il en résulte une circulation d'air plus intense dans la lame d'air. Pour la configuration 1, la température du côté extérieur des murs Trombes 1 et 2 augmente de 8,93 °C et 8,82 °C, respectivement de 7h00 à 14h00 ; pour ceux des côtés intérieurs 1 et 2, ils ont également augmenté de 2,16 °C et 2,09 °C, respectivement de 7h00 à 17h00. Pour la configuration 2, la température du côté extérieur des murs Trombes 1 et 2 a augmenté de 8,93 °C et 8,80 °C, respectivement de 7h00 à 14h00. En revanche, en utilisant l'isolant, la température enregistrée a doublé pour le côté intérieur des

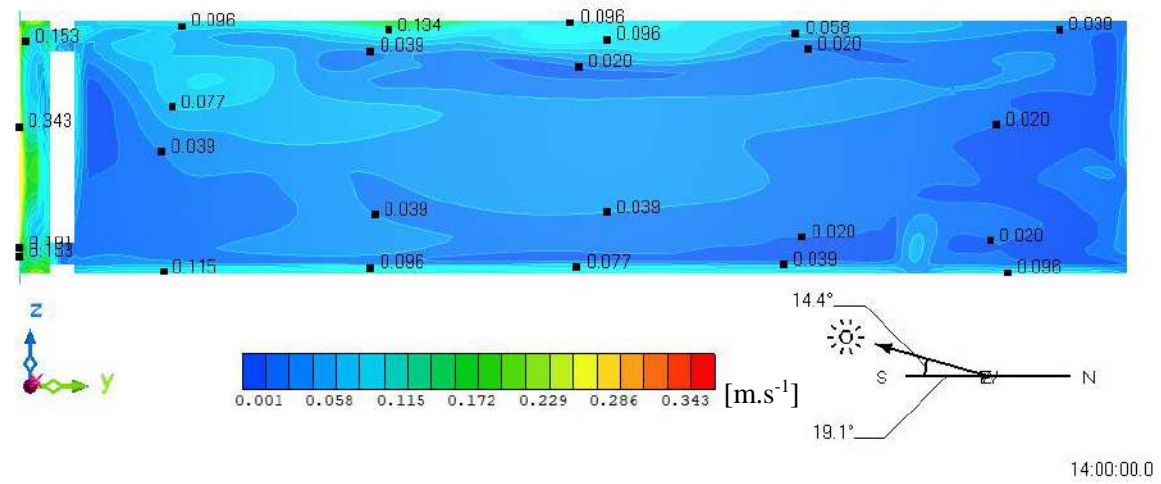
murs 1 et 2, et ceci de 4,24 °C et 4,01 °C, respectivement de 7h00 à 17h00. En outre, l'utilisation des murs Trombes contribue effectivement à l'augmentation de la température intérieure de la salle d'essai d'environ 1 °C. A minuit, la convection naturelle continue à chauffer l'air intérieur, bien qu'elle soit atténuée.

(a) Configuration 1

$x = 0,42 \text{ m}$

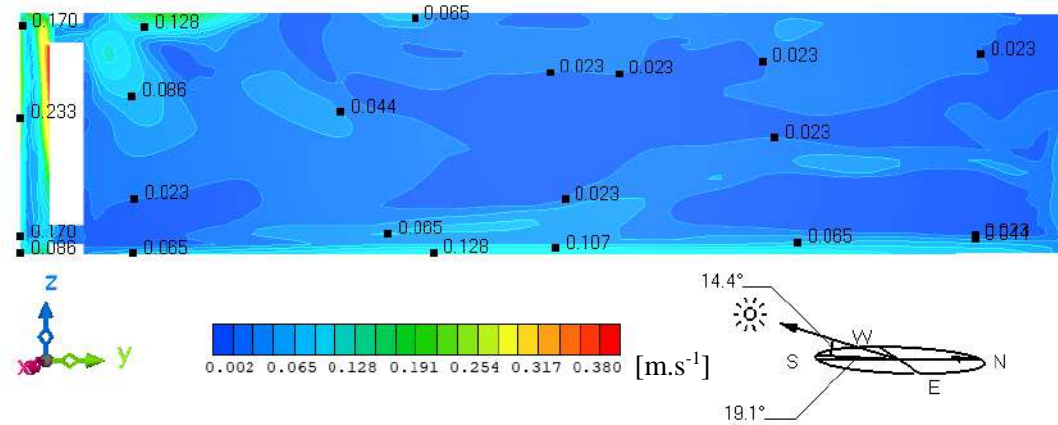


$x = 4,383 \text{ m}$



(b) Configuration 2

x = 0,42 m



x = 4,383 m

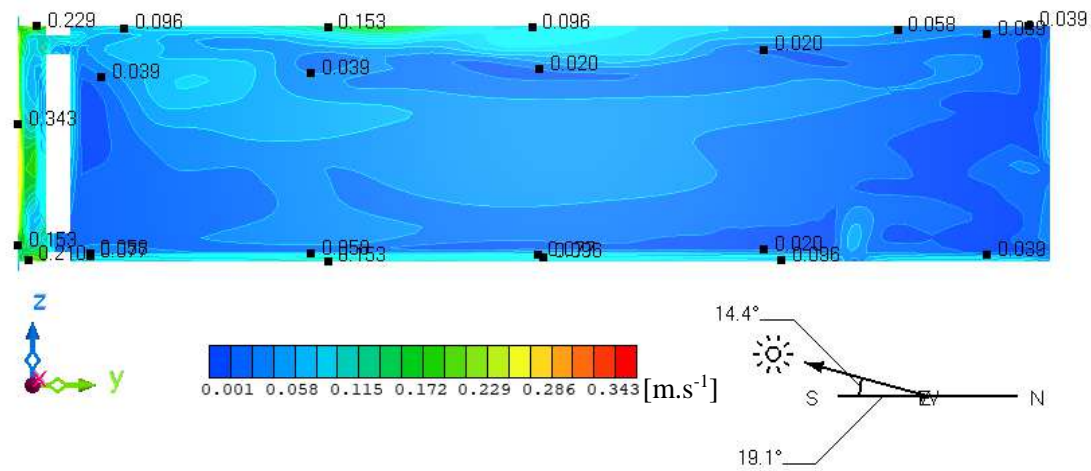


Figure II. 40 : Distribution de la vitesse dans la salle d'essai à 14h00 (a) Configuration 1, (b) Configuration 2.

La figure II.41 montre la variation du débit et de la puissance récupérée à partir des lames d'air pour les deux configurations, calculées à partir des équations II.4 et II.5. Le matin, entre 8h00 et 10h00, le débit et la puissance récupérée sont inférieurs à ceux enregistrés l'après-midi. Comme on peut le constater, le débit commence à augmenter vers 10h00. Pour la configuration 1 (Figure II.41 (a)), le débit maximal dans la lame d'air du mur Trombe 1 est de 219,72 m³/h à 13h00. Quant au débit récupéré dans la lame d'air pour la configuration 2, il est de 189,59 m³/h à 14h00. En ce qui concerne le mur Trombe 2, la plage de variation du débit récupéré est entre 184,2 m³/h et 295,74 m³/h pour la configuration 1 et entre 170,27 m³/h et 433,60 m³/h pour la configuration 2. La puissance maximale récupérée dans les lames d'air (Figure II.41 (b)) est obtenue à 16h00. Pour la configuration 1, elle est de 316,32 W pour le mur Trombe 1 et de 419,13 pour le mur Trombe 2. Quant à la deuxième configuration, elle est de 116,41 W pour le mur Trombe 1 et de 523,99 W pour le mur Trombe 2 à 14h00. Les murs apportent de l'énergie pendant l'après-midi tandis que la ventilation naturelle via les ouïes assure la circulation de l'air pendant la journée, de manière synchrone avec le rayonnement solaire. La lame d'air ventilée joue un rôle important dans la récupération de l'énergie thermique transmise à la pièce et la présence des ouïes permet une modulation dans le temps de la distribution de la chaleur à l'intérieur du local. La nuit, le débit et la puissance récupérée dans les lames d'air sont maintenus avec des valeurs qui assurent le chauffage de la pièce même en absence d'apport solaire, surtout pour le cas de la configuration 2 qui permet de réduire les pertes vers l'extérieur. En effet, le mur isolé permet d'éviter les pertes d'énergie pendant les périodes où les apports solaires sont insuffisants ainsi que les périodes de surchauffe en été. Cependant, en été, le comportement de ce système doit être évalué au préalable et en même temps il est recommandé d'installer des protections solaires devant le vitrage.

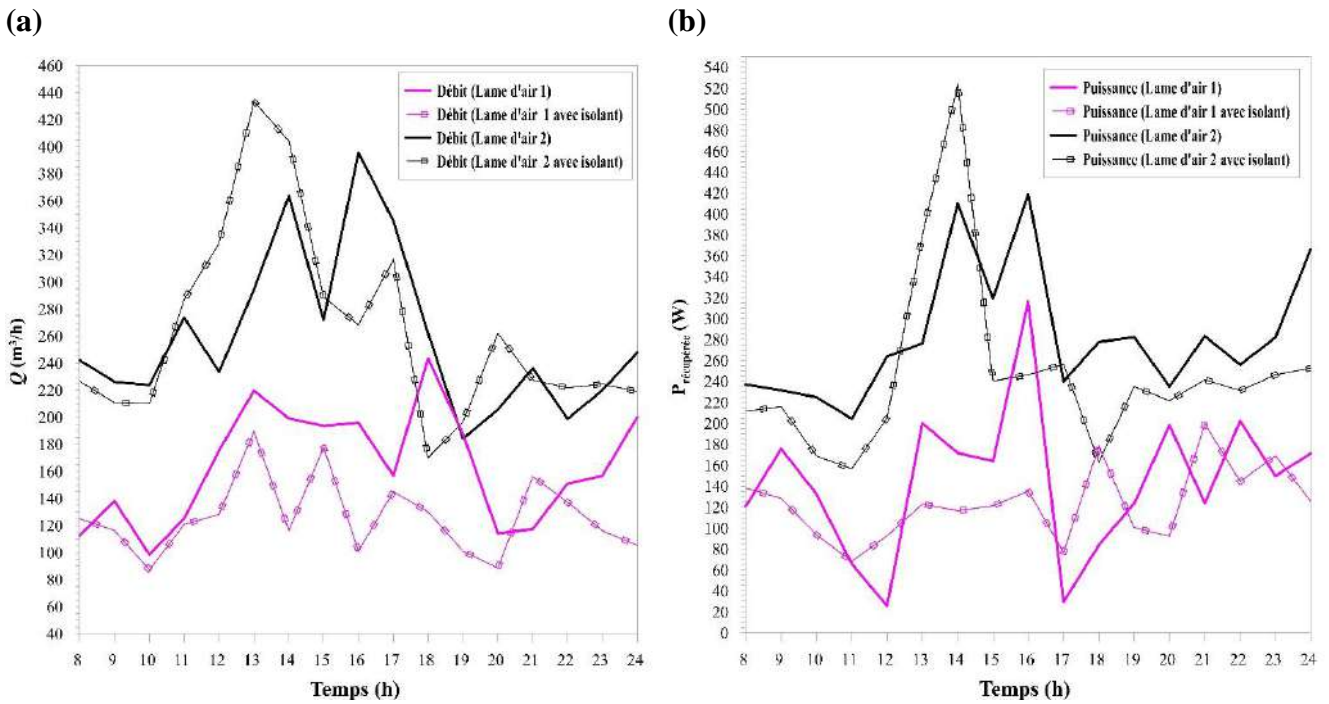


Figure II. 41 : Évolution horaire (a) du débit et (b) de la puissance récupérée des lames d'air.

II.4.3. Analyse paramétrique

Une analyse paramétrique a été réalisée afin d'évaluer l'influence de certains paramètres liés au mur Trombe sur son comportement thermique. Trois paramètres différents ont été considérés : L'épaisseur du mur Trombe, les dimensions des ouïes et l'épaisseur de la lame d'air. Toutes les simulations ont été réalisées pour les données météorologiques de Lille pour le 8 Avril. Dans ce qui suit, pour chaque simulation un seul paramètre a été modifié, comme le montre le Tableau II.5.

Paramètres	Configurations	Valeurs
Epaisseurs du mur Trombe	Conf. 1	5 cm
	Conf. 2	10 cm
	Conf. 3	15 cm
	Conf. 4	25 cm
Dimensions des ouïes	Conf. 5	40 × 10 cm
	Conf. 6	40 × 20 cm

	Conf. 7	40 × 40 cm
	Conf. 8	10 cm
Épaisseurs de la lame d'air	Conf. 9	20 cm
	Conf. 10	30 cm

Tableau II. 5 : Cadre général de l'analyse paramétrique.

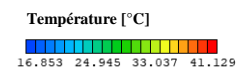
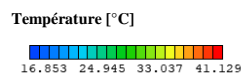
II.4.3.1. Épaisseurs du mur Trombe

La Figure II.42 illustre les résultats obtenus pour les champs de température pour les différentes épaisseurs simulées. On constate une diminution de la température de l'air intérieur lorsque l'épaisseur du mur Trombe augmente. A 15h00, dans la partie supérieure de la salle d'essai, les températures pour les Conf. 1, Conf. 2, Conf. 3 et Conf. 4 sont de 21,52 °C, 20,65 °C, 20,58 °C et 20,99 °C, respectivement. Cela nous amène à déduire qu'un mur dont l'épaisseur est trop fine provoquera des variations excessives de température, tandis qu'un mur de grande masse sera coûteux à construire et prendra plus de temps pour diffuser la chaleur à l'intérieur de la pièce. Il est tout de même à noter que compte tenu des conditions climatiques envisagées, le mur Trombe doit avoir une protection adéquate contre le rayonnement solaire direct et les gains de chaleur indésirables.

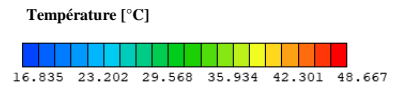
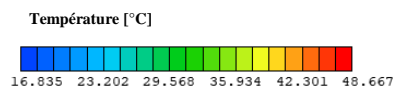
(a) $x = 0,4375 \text{ m}$

(b) $x = 1,1125 \text{ m}$

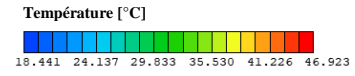
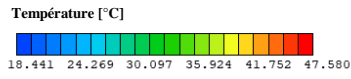
**Conf.1
(5 cm)**



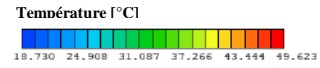
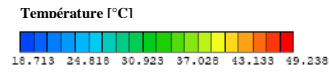
**Conf.2
(10 cm)**



**Conf.3
(15 cm)**



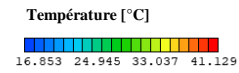
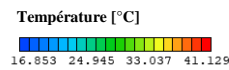
**Conf.4
(25 cm)**



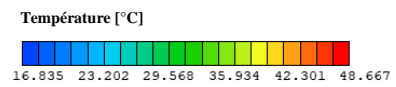
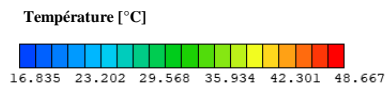
(c) $x = 4,4125\text{ m}$

(d) $x = 5,0374\text{ m}$

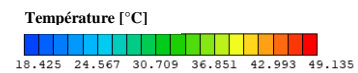
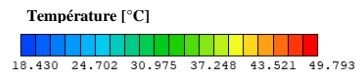
**Conf.1
(5 cm)**



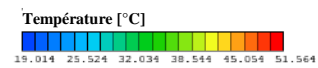
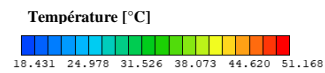
**Conf.2
(10 cm)**



**Conf.3
(15 cm)**



**Conf.4
(25 cm)**



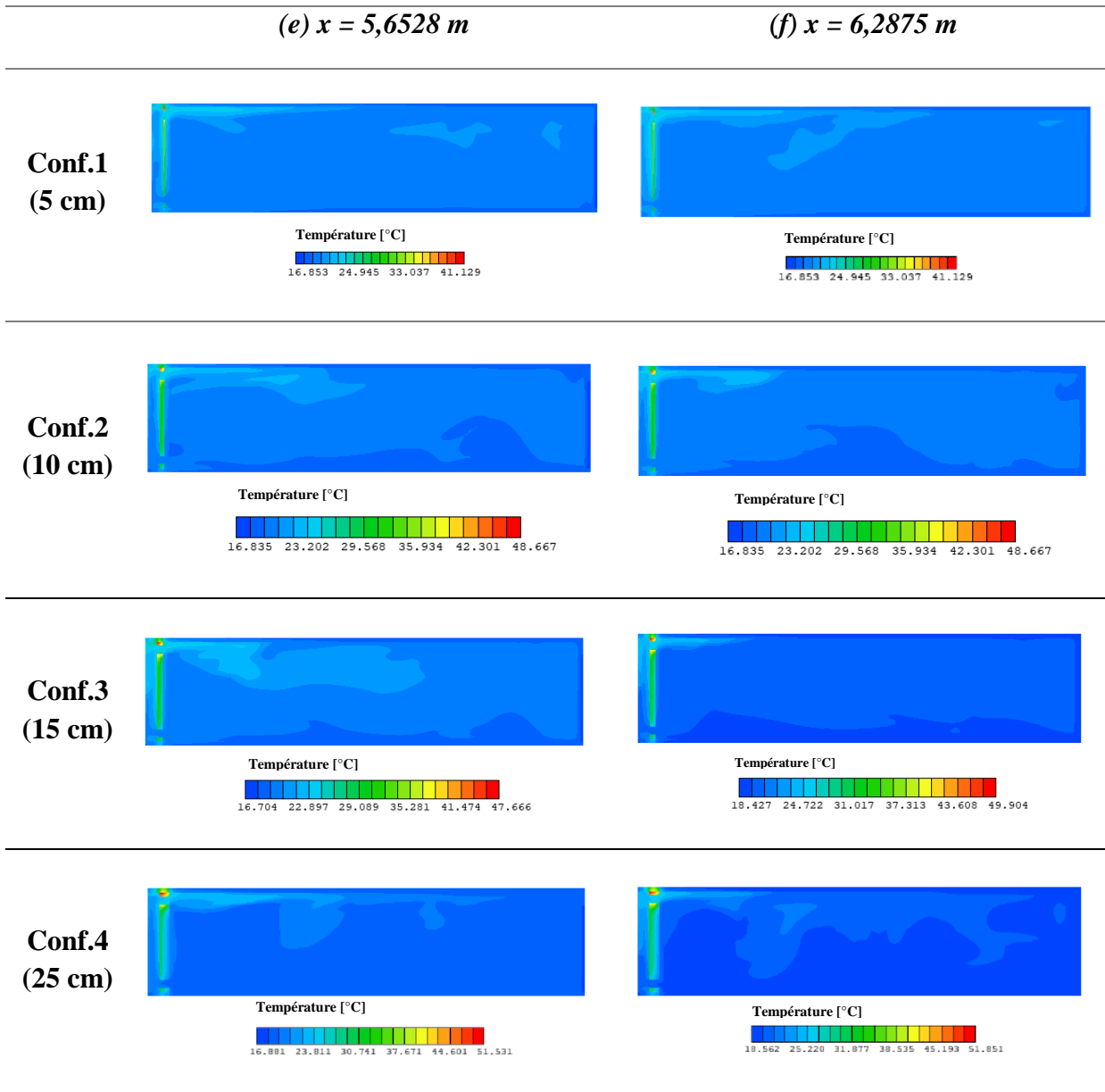


Figure II. 42 : Profil de température à 15h00 pour différentes épaisseurs des murs Trombes 1 et 2.

II.4.3.2. Dimensions des ouïes

Examinons à présent les différentes dimensions des ouïes. Pour cela, les valeurs de vitesse ont été analysées à l'entrée et à la sortie des deux murs Trombes comme le montre le Tableau II.6. Les résultats de simulation de toutes les configurations testées sont récapitulés dans le Tableau II.6. On constate que la Conf. 5 présente une faible valeur de vitesse dans les ouïes supérieures par rapport aux ouïes inférieures et par rapport aux Conf. 6 et 7.

Configurations	Conf. 5 (40 × 10 cm)			Conf. 6 (40 × 20 cm)			Conf. 7 (40 × 40 cm)			
	Vitesse (m/s)	Min	Moyenne	Max	Min	Moyenne	Max	Min	Moyenne	Max
Oûie inférieure	1	0,049	0,249	0,370	0,031	0,195	0,279	0,031	0,132	0,196
	2	0,044	0,252	0,379	0,022	0,196	0,288	0,035	0,136	0,211
	5	0,048	0,246	0,371	0,025	0,179	0,303	0,041	0,125	0,197
	6	0,057	0,243	0,359	0,035	0,181	0,282	0,029	0,125	0,081
	7	0,061	0,232	0,347	0,042	0,171	0,297	0,036	0,113	0,173
	8	0,056	0,225	0,334	0,040	0,171	0,296	0,031	0,108	0,163
Oûie supérieure	3	0,017	0,159	0,248	0,038	0,214	0,323	0,041	0,176	0,302
	4	0,026	0,152	0,226	0,044	0,212	0,320	0,050	0,202	0,295
	9	0,044	0,169	0,299	0,041	0,202	0,369	0,051	0,192	0,287
	10	0,014	0,189	0,292	0,048	0,202	0,328	0,066	0,185	0,317
	11	0,035	0,161	0,316	0,060	0,203	0,317	0,074	0,164	0,289
	12	0,018	0,129	0,261	0,056	0,189	0,317	0,068	0,144	0,229

Tableau II. 6 : Valeurs de vitesse dans les ouïes inférieures et supérieures.

II.4.3.3. Epaisseurs de la lame d'air

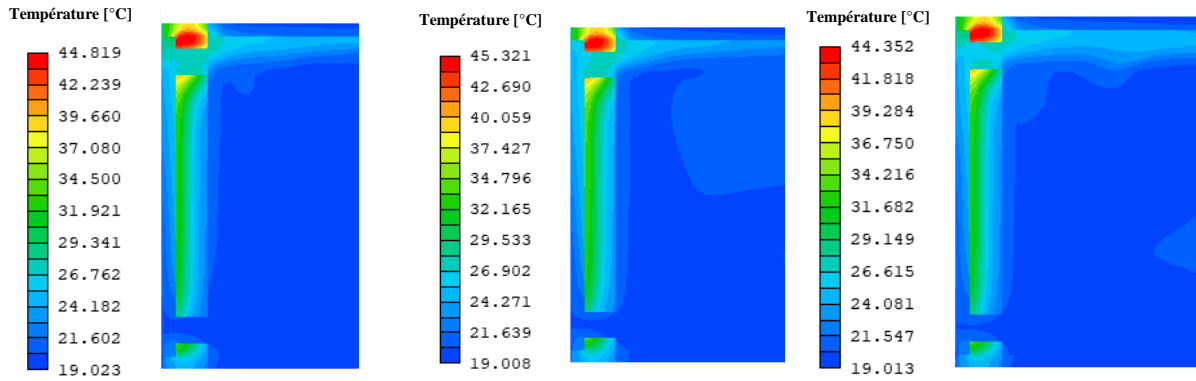
Trois épaisseurs différentes de la lame d'air ont été analysées pour les deux murs, comme l'illustre la Figure II. 43. En augmentant l'épaisseur de la lame d'air, la température de l'air intérieur diminue. En revanche, un petit volume d'air à chauffer à l'intérieur de la lame d'air favorise une température plus élevée, un effet de flottabilité plus important et un flux de chaleur plus important. Le débit moyen dans la lame d'air du mur Trombe 1 est de 166,68 m³/h pour la Conf. 8 ; lorsque la lame d'air a doublé (Conf. 9) et triplé (Conf. 10), le débit a diminué pour atteindre une valeur de 116,29 m³/h et de 112,79 m³/h, respectivement. Pour le mur Trombe 2, le débit de la Conf. 8 est de 265,59 m³/h, contre une valeur de 188,69 m³/h pour la Conf. 9 et de 211,80 m³/h pour la Conf. 10. Alors, d'après ces valeurs, la meilleure performance thermique est obtenue avec une lame d'air plus petite (Conf. 8).

(a) $x = 0,4375 \text{ m}$

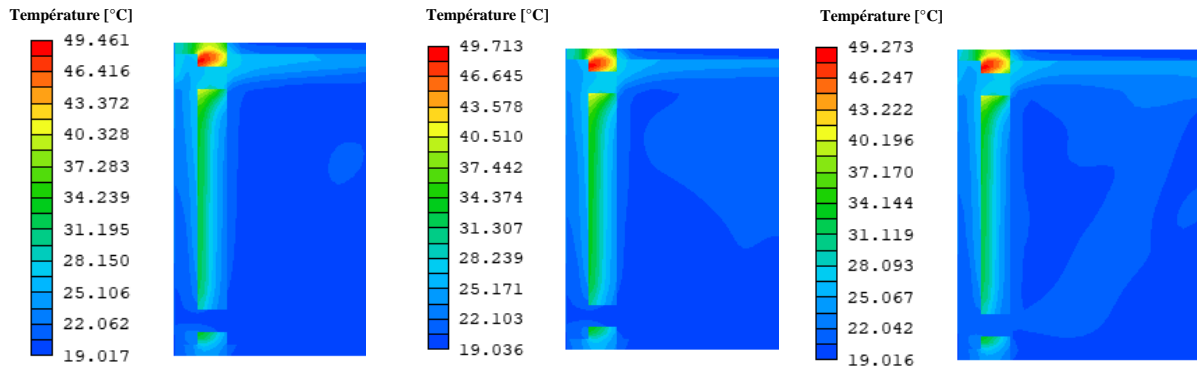
(b) $x = 1,1125 \text{ m}$

(c) $x = 4,4125 \text{ m}$

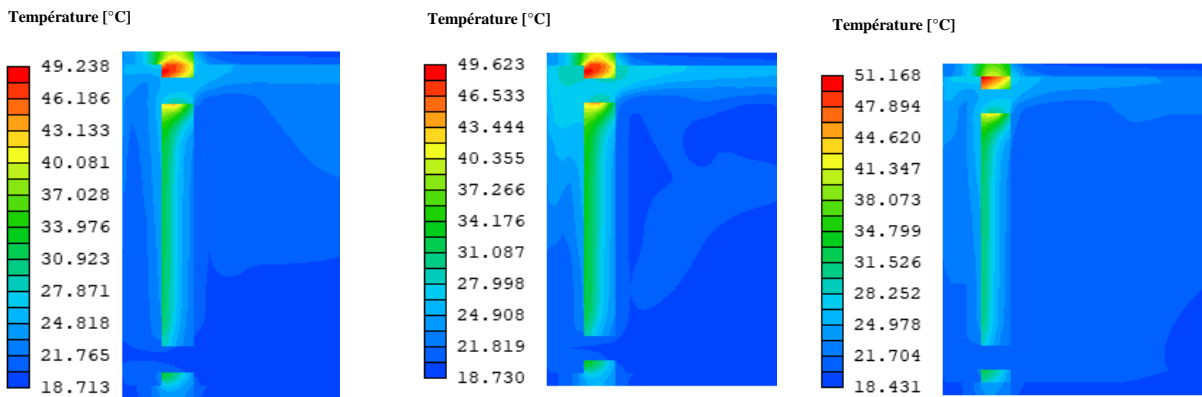
Conf. 8 (10 cm)



Conf. 9 (20 cm)



Conf. 10 (30 cm)

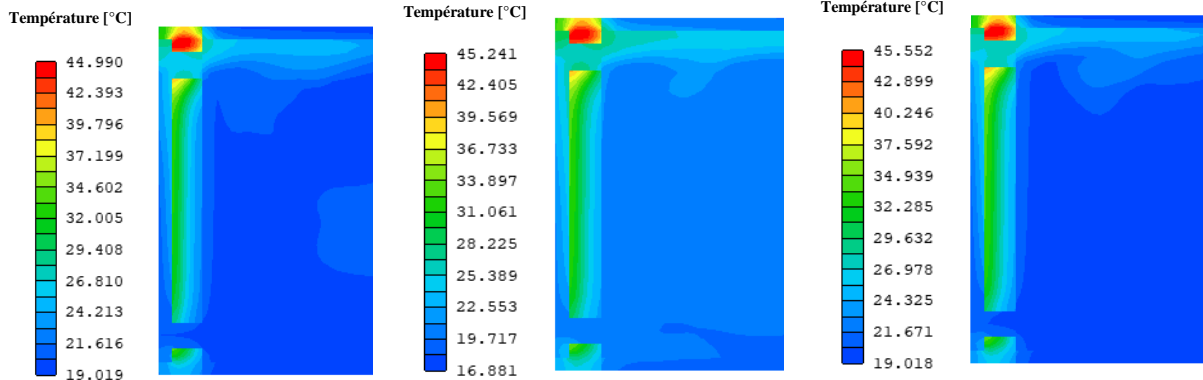


(d) $x = 5,0374 \text{ m}$

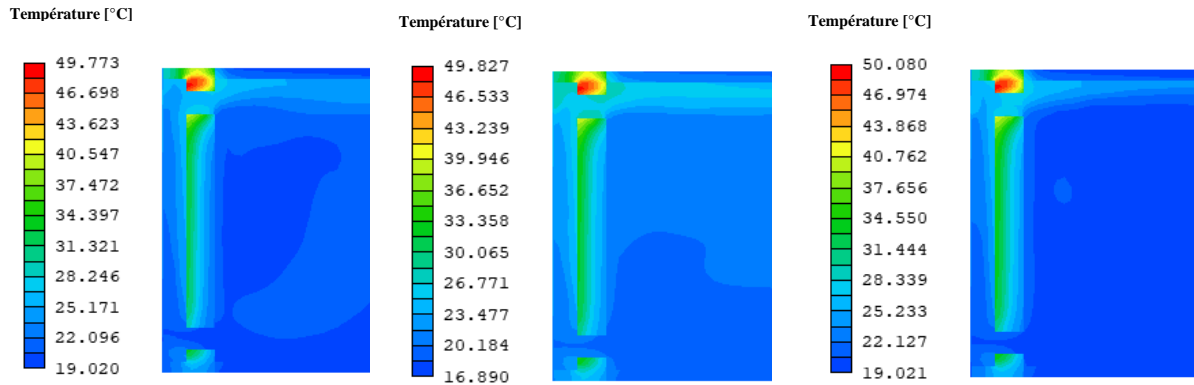
(e) $x = 5,6528 \text{ m}$

(f) $x = 6,2875 \text{ m}$

Conf. 8 (10 cm)



Conf. 9 (20 cm)



Conf. 10 (30 cm)

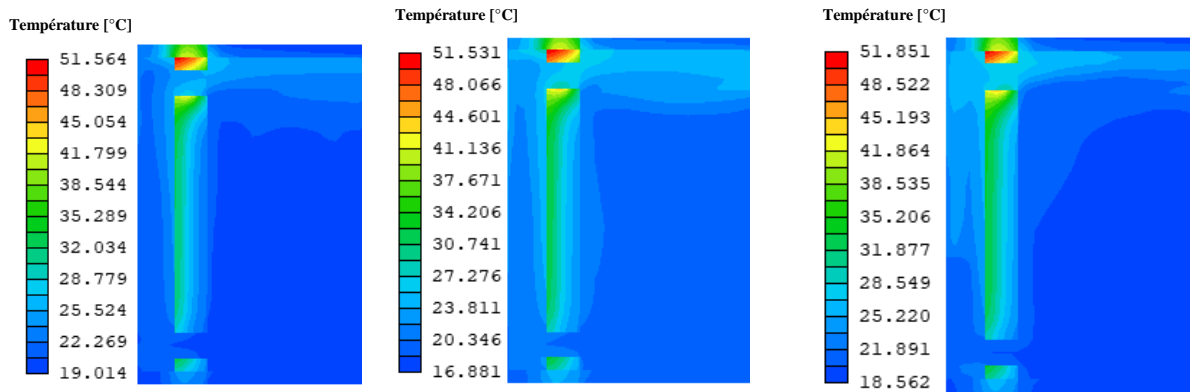


Figure II. 43 : Profil de température à 15h00 pour différentes épaisseurs de la lame d'air pour les murs Trombes 1 et 2.

II.5. Conclusion

Nous venons d'examiner l'influence d'un mur Trombe passif et son comportement thermique à l'intérieur d'une salle d'essai. Dans un premier temps, trois cas ont été considérés dans le but d'estimer la contribution du mur Trombe. Les résultats de la simulation numérique ont montré l'importance de l'intégration du mur Trombe dans l'enveloppe du bâtiment. Nous avons constaté que pour les jours froids, le mur Trombe est bénéfique car il stocke la chaleur pendant la journée et la transfère par thermocirculation à l'intérieur du local pendant la nuit, alors que pour l'été (3^{ème} cas), le mur Trombe s'est avéré être une source supplémentaire de charge thermique. Les valeurs de température des ouïes supérieures sont toujours plus élevées que celles des ouïes inférieures. De plus, la convection fournit de la chaleur à l'intérieur de la pièce uniquement lorsque les ouïes sont ouvertes et la plus grande quantité de transfert de chaleur par convection est donc produite pendant les périodes ensoleillées. C'est pourquoi, en été, il est recommandé de fermer les ouïes pendant les heures les plus ensoleillées afin d'éviter la surchauffe de la pièce. Dans les bâtiments, un système automatique permettant de contrôler les heures de fonctionnement des ouïes est conseillé. Dans un second temps, la performance de l'isolation thermique a été envisagée (mur Trombe isolé) pour la période de chauffage en s'appuyant sur une comparaison avec le mur Trombe non isolé. D'après les résultats, il s'est avéré que l'utilisation de l'isolant pourrait offrir une meilleure performance thermique (le côté intérieur des murs Trombes est maintenu à une température entre 16-21 °C). De même, la température du côté extérieur des murs Trombes peut atteindre une valeur d'environ 25 °C. En résumé, la comparaison des deux systèmes des murs Trombes montre que les flux conductifs et convectifs sont plus prononcés avec la conception ayant un isolant. Enfin, la dernière partie de ce chapitre a été consacrée à une analyse paramétrique. Les résultats montrent qu'un mur de faible masse dont l'épaisseur est trop fine provoquera des variations excessives de température, tandis qu'un mur de grande masse sera coûteux à construire et prendra plus de temps pour diffuser la chaleur à l'intérieur de la pièce. Pour l'épaisseur de la lame d'air, il a été prouvé que la meilleure performance thermique est obtenue avec une lame d'air de 10 cm d'épaisseur. La diminution et l'augmentation des dimensions des ouïes affectent aussi les performances du mur Trombe, c'est pourquoi il faut choisir des dimensions adéquates pour chaque cas envisagé.

CHAPITRE 3 : MODÉLISATION MATHÉMATIQUE DU PHÉNOMÈNE DU CHANGEMENT DE PHASE SOLIDE - LIQUIDE

III.1. Introduction.....	108
III.2. Théorie du changement de phase solide-liquide.....	108
III.3. Méthodes numériques	110
III.4. Modélisation mathématique pour le cas bidimensionnel.....	113
III.5. Conclusion	130

Ce chapitre est constitué de deux parties. Dans la première, le processus de solidification-fusion est décrit. Ensuite, la deuxième partie traite deux cas en 2D et les résultats numériques sont comparés à ceux expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature. En effet, la simulation en 2D est importante puisqu'elle nous permet d'étudier différents paramètres caractérisant les conditions du transfert de chaleur et notamment l'influence du rapport de forme.

III.1. Introduction

Le changement de phase (solide-liquide) d'un matériau est un phénomène très répandu dans la nature et a fait objet de multiples utilisations industrielles. La difficulté majeure de ce phénomène réside en la résolution des équations de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur, la paroi et le MCP, et cela en considérant les changements de propriétés provoqués par la fusion/solidification du matériau.

Il y a différentes méthodes de résolution numérique dans la littérature pour la description et la résolution du problème de transfert thermique dans un bâtiment. Dans ce chapitre, nous présentons le problème de changement de phase, puis les différentes formulations pour le traitement de ce type de problème. Une résolution, en cas 2D, est présentée en comparant nos résultats numériques avec ceux expérimentaux et numériques de la littérature. Finalement, la validation du modèle numérique pour le problème de changement de phase du MCP est établie, ce modèle servira par la suite dans l'étude du comportement thermique du mur et du caisson contenant des MCP.

III.2. Théorie du changement de phase solide-liquide

La solidification est considérée comme un problème de Stefan. Elle est une appellation attribuée suite aux travaux du chercheur Stefan qui a fait l'étude de la fusion et de la congélation d'eau en 1890. Au cours du changement de phase solide-liquide d'un corps pur ou d'un mélange (cas des alliages), une zone de transition entre les deux phases existe [86]. A l'échelle microscopique, la zone de transition (ou interface) Γ correspond à une discontinuité des propriétés physiques (Figure III.1). A l'échelle macroscopique, elle est considérée comme continue et diffuse, cela correspond au cas d'une « zone pâteuse » lors de la solidification.

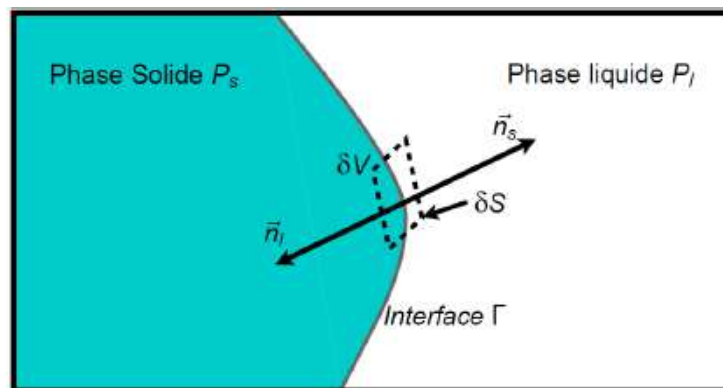


Figure III. 1 : Représentation de l'interface de changement de phase solide-liquide.

Les caractéristiques principales du changement de phase sont [86] :

- L'interface est à une température déterminée par les relations locales d'équilibre thermodynamique.
- Le changement d'état donne lieu à un dégagement de chaleur pour la solidification et une absorption de chaleur dans le cas de fusion, proportionnel à la vitesse de changement de phase et localisé à l'interface.

Soit un métal pur en état de fusion à une température T_l qui est supérieure à la température de fusion T_F . Lors de son refroidissement, la température du métal fondu descend progressivement suivant le palier (a), puis elle se stabilise à la température T_F durant le changement de phase (b), ensuite le métal totalement solidifié suivant le palier (c) jusqu'à la température T_s . La Figure III.2 schématise cette transition.

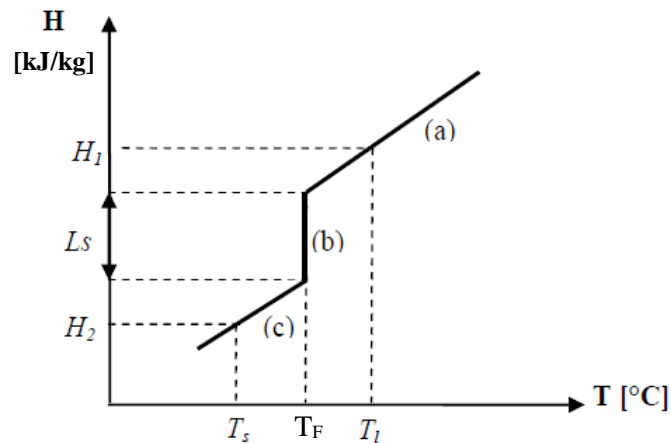


Figure III. 2 : Représentation de l'enthalpie en fonction de la température.

Chacun de ces paliers représente un état spécifique du métal et la variation d'enthalpie dans chacun d'eux sont données comme suit :

- Palier (a) : $dH = C_{p_l} dT$ pour $T > T_F$ III.1
- Palier (b) : $dH = L_s$ pour $T = T_F$ III.2
- Palier (c) : $dH = C_{p_s} dT$ pour $T < T_F$ III.3

En notant que H est une fonction discontinue qui marque la séparation entre le liquide et le solide. Elle est appelée interface diphasique.

La quantité d'énergie s'écrit de la manière suivante :

$$\Delta H = C_{p_l}(T_l - T_F) + L_s + C_{p_s}(T_l - T_s) \quad \text{III.4}$$

Avec :

T_l : La température du métal à l'état liquide.

T_s : La température du métal à l'état solide.

T_F : La température de fusion.

C_{pl} et C_{ps} : Les capacités thermiques du métal à l'état liquide et solide.

Pour un métal pur, l'enthalpie est en fonction de la température :

$$\Delta H = \begin{cases} C_{pl}\Delta T + L_s & \text{pour } T > T_F \\ C_{ps}\Delta T & \text{pour } T < T_F \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{III.5} \\ \text{III.6} \end{array}$$

Pour un alliage, l'enthalpie s'écrit sous la forme suivante :

$$\Delta H = \begin{cases} C_{pl}\Delta T + L_s & \text{pour } T \geq T_F \\ C_p\Delta T + f_l L_s & \text{pour } T_s < T < T_l \\ C_{ps}\Delta T & \text{pour } T \leq T_F \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{III.7} \\ \text{III.8} \\ \text{III.9} \end{array}$$

Où f_l est la fraction liquide.

III.3. Méthodes numériques

De multiples solutions analytiques sont envisagées pour traiter les cas les plus courants des problèmes de changement de phase avec des hypothèses simplificatrices telles que les propriétés thermo-physiques constantes dans chaque phase, les géométries simples, etc. Ces solutions ne sont plus suffisantes lorsqu'on traite des problèmes plus complexes. En effet, les solutions analytiques de la littérature s'appliquent lorsque le milieu est considéré comme semi-infini. Le cas du changement de phase dans les milieux finis nécessite l'utilisation du calcul numérique. Pour cela, deux grandes classes ont été considérées pour résoudre numériquement les phénomènes de changement de phase [87].

III.3.1. Méthode à maillage mobile

Dans ce problème, les variations de température pour les phases solide et liquide sont gouvernées par l'équation classique de conduction de chaleur donnée par :

- Dans la phase solide :

$$\rho_s c_{ps} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.10}$$

- Dans la phase liquide :

$$\rho_l c_{pl} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_l \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.11}$$

- Conditions à l'interface :

La position de l'interface est obtenue par la résolution de l'équation du bilan à l'interface (condition de Stefan) :

$$\begin{cases} T_s = T_l = T_F & \text{III.12} \\ -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} + \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial n} = \rho_s L_s \frac{\partial \xi}{\partial n} & \text{III.13} \end{cases}$$

Où :

n désigne la normale au front et ξ la position du front de solidification.

La condition de Stefan III.12 et 13 traduit la chute de l'enthalpie du système, c'est-à-dire dégagement de la chaleur latente L_s à la température de fusion T_F . Cette méthode convient dans le cas d'un métal pur pour lequel le changement de phase se produit à une température constante.

III.3.2. Méthode à maillage fixe

Dans ce cas, une seule équation d'énergie est considérée pour les deux phases et par conséquent il n'est pas nécessaire de considérer séparément les deux phases liquide et solide. Le maillage reste alors fixe et les équations gouvernant le transfert de chaleur dans la région liquide et la région solide sont résolues simultanément lors du calcul même avec la discontinuité du gradient de température à l'interface.

Ces méthodes sont utilisables pour résoudre des problèmes multidimensionnels avec changement de phase isotherme ou dans une marge de température puisqu'elles sont établies pour l'ensemble du domaine de calcul sans prendre en considération les conditions de saut à l'interface. Elles comprennent la méthode de capacité thermique apparente et la méthode enthalpique.

III.3.2.1. Méthode du c_p apparent

La méthode du c_p apparent réduit le système d'équations qui définit le processus de changement de phase en une seule équation [88]. En effet, elle permet de présenter l'effet de la chaleur latente sur la capacité thermique du matériau dans une petite plage de température à proximité de la température de fusion. Dans l'ensemble, en considérant la simplicité de cette méthode, elle demeure la moins efficace par rapport aux autres méthodes.

L'équation d'énergie est alors définie par [89] :

$$\rho C_{eff} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.14}$$

Les chaleurs spécifiques dans chaque zone sont alors définies par :

$$C_{eff} = \begin{cases} C_{ps} & \text{si } T < T_F \\ C_p + \frac{L_s}{T_l - T_s} \delta(T - T_F) & \text{si } T = T_F \\ C_{pl} & \text{si } T > T_F \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{III.15} \\ \text{III.16} \\ \text{III.17} \end{array}$$

Où $\delta(T - T_F)$ représente la fonction de Dirac définie à $T = T_F$ et elle satisfait l'équation suivante :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \delta(T - T_F) dT = 1 \quad \text{III.18}$$

On introduit la fonction Delta pour faciliter le calcul et pour déterminer les nœuds dans lesquels la chaleur latente est comprise dans la chaleur spécifique, ce qui nous permet d'avoir :

$$C_{eff} = \begin{cases} C_{ps} & \text{pour } T < T_F - \Delta T \\ C_p + \frac{L_s}{2\Delta T} & \text{pour } T_F - \Delta T \leq T \leq T_F + \Delta T \\ C_{pl} & \text{pour } T > T_F + \Delta T \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{III.19} \\ \text{III.20} \\ \text{III.21} \end{array}$$

Sachant que pour les alliages, $2\Delta T = T_l - T_s$ et pour les métaux purs, le changement de phase s'achève à une température constante et que l'intervalle doit être le plus petit possible.

III.3.2.2. Méthode enthalpique

Dans la méthode enthalpique, l'enthalpie est utilisée comme valeur de variable dépendante de la température. Dans ce cas, le problème de changement de phase devient beaucoup plus facile car les équations qui régissent le transfert sont les mêmes pour les deux phases. Hunter [90] a confirmé que la méthode enthalpique était celle qui convenait le mieux aux applications typiques. La raison est que cette méthode ne nécessite pas de traitement explicite des conditions sur la limite de changement de phase [91]. Le principe de cette méthode consiste à utiliser pour les deux phases une seule variable (enthalpie H) comme inconnue.

L'équation de la conduction thermique pour le cas bidimensionnel est présentée comme suit [89] :

$$\rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + u \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - S_h \quad \text{III.22}$$

L'enthalpie H est définie alors comme suit :

$$H = C_p T + f_l L_s \quad \text{III.23}$$

Avec :

- Dans la région liquide ($T > T_l$) : $f_l = 1$.
- Dans la région solide ($T < T_s$) : $f_l = 0$.
- Dans la région pâteuse (où coexistent les deux phases $T_s \leq T \leq T_l$) : $f_l = \frac{T - T_s}{T_l - T_s}$

On obtient alors :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - S_h \quad \text{III.24}$$

Où S_h représente le terme source qui se présente comme suit :

$$S_h = \rho L_s \left(\frac{\partial f_l}{\partial t} + u \frac{\partial f_l}{\partial x} + v \frac{\partial f_l}{\partial y} \right) \quad \text{III.25}$$

III.4. Modélisation mathématique pour le cas bidimensionnel

III.4.1. Géométrie du problème

La Figure III.3 (a) présente une briquette remplie du MCP (Eutectique avec un point de fusion de 27 °C [71]). Dans la suite de notre travail, nous allons utiliser le MCP 27 qui est un matériau minéral (mélange de chlorure de calcium et de potassium avec un additif non précisé par le fabricant CRISTOPIA [71]).

L'enceinte de MCP solide, présentée sur la Figure III.3 (b), a une largeur L_x et une hauteur L_y . Les deux parois horizontales sont adiabatiques alors que les deux parois verticales sont isothermes. Le matériau est initialement à une température T_0 . Ensuite, la température du mur vertical gauche est élevée instantanément à une température T_w .

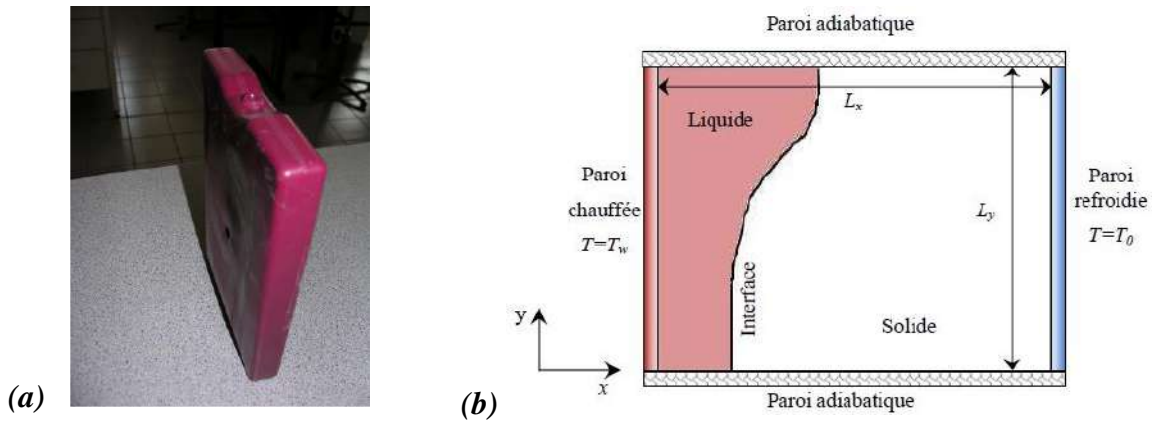


Figure III. 3 : (a) Briquette contenant du MCP, (b) Géométrie du problème [71].

Les propriétés thermophysiques du MCP 27 sont présentées dans le Tableau III.1.

Variable \ Etat	Solide	Liquide
$\lambda(W/m.K)$	0,577	0,813
$c_p(J/kg.K)$	1751,5	2225
$\alpha(m^2/s)$	$1,93 \times 10^{-7}$	$2,39 \times 10^{-7}$
$\rho(kg/m^3)$	1710	1530
Ste	0,234	0,297
$L(kJ/kg)$	172,42	
$L(m)$	1	
$T_f(^{\circ}C)$	27	
$T_0(^{\circ}C)$	15	
$T_w(^{\circ}C)$	50	

Tableau III. 1: Propriétés thermophysiques du MCP 27.

III.4.2. Hypothèses

Pour résoudre ce problème physique, on a considéré certaines hypothèses. La configuration est bidimensionnelle en régime transitoire et laminaire. Le fluide est incompressible et la convection naturelle est prise en compte par le biais de l'hypothèse de Boussinesq. On néglige le transfert par rayonnement. De plus, la dissipation visqueuse est négligée. Quant aux propriétés thermophysiques du MCP, elles sont constantes mais elles peuvent varier (conductivité et chaleur spécifique) en fonction des phases liquide et solide. Le

MCP est pur, homogène, isotrope et son expansion est négligée et le changement de phase est isotherme. On considère aussi la conduction dans les deux phases, surtout au départ. Même après apparition du liquide, la conduction reste de l'ordre de grandeur de la convection. Pour la phase liquide, on la considère newtonienne et incompressible.

III.4.3. Equations

- Région solide

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III.26}$$

- Région liquide

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III.27}$$

$$\rho_l \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + B_u \quad \text{III.28 (a)}$$

$$\rho_l \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta (T - T_{ref}) + B_v \quad \text{III.28 (b)}$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} = \lambda_l \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - B_h \quad \text{III.29}$$

Où B_h est le terme source et s'écrit de la manière suivante [92,93] :

$$B_h = \rho L \frac{\partial f}{\partial t} \quad \text{III.30}$$

f est la fraction liquide.

L'énergie totale est séparée en deux composantes, la chaleur sensible et la chaleur latente [94] l'expression est la suivante :

$$H(T) = h(T) + \rho f L \quad \text{III.31}$$

La fonction de Heaviside [92,93] décrit la relation entre l'enthalpie et la fraction liquide comme suit :

$$f = \begin{cases} 1 & \text{si } h > 0 \\ 0 & \text{si } h < 0 \end{cases} \quad \text{III.32}$$

$$\text{III.33}$$

Lors du processus de résolution des équations de mouvement, les deux termes sources conduisent à annuler les vitesses dans la région solide et par la suite dans la paroi. Un des meilleurs modèles de suppression des vitesses est basé sur celui de Darcy [95] :

$$B_u = -\frac{C(1-f)^2}{(f^3+b)}u \text{ et } B_v = -\frac{C(1-f)^2}{(f^3+b)}v \quad \text{III.34}$$

La constante C doit être suffisante pour éliminer les vitesses dans la région solide et b est un petit nombre qui est simplement utilisé pour empêcher la division par zéro dans le cas d'une fraction liquide nulle. Le choix des constantes est aléatoire. Toutefois, les constantes sont censées garantir de façon suffisante la suppression des vitesses dans la région solide et ne devraient pas affecter les résultats numériques de façon notable. Dans le présent cas, $C = 1 \times 10^9 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ et $b = 0,0003$ [95].

III.4.4. Conditions aux limites

- A la paroi chauffée

$$u(x=0, y, t) = 0$$

$$v(x=0, y, t) = 0$$

$$T(x=0, y, t) = T_w$$

- A l'interface solide-liquide

$$u(x=x_c, y=y_c, t) = 0$$

$$v(x=x_c, y=y_c, t) = 0$$

$$T(x=x_c, y=y_c, t) = T_F$$

- A la paroi refroidie

$$T(x=L_x, y, t) = T_0$$

- Aux parois horizontales adiabatiques

$$u(x, y=0, t) = 0$$

$$u(x, y=L_y, t) = 0$$

$$v(x, y=0, t) = 0$$

$$v(x, y=L_y, t) = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}(x, y=0, t) = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}(x, y=L_y, t) = 0$$

III.4.5. Adimensionnement

Dans cette partie, on présente les systèmes d'équations de manière adimensionnelle. De ce fait, les variables physiques sont des grandeurs de référence relatives à la géométrie et au matériau et les quantités adimensionnées sont présentées comme suit :

$X = \frac{x}{L_y}$	$U = \frac{uL_y}{\alpha_l}$	$\theta = \frac{(T - T_F)}{T_w - T_F}$	$H^* = \frac{h - \rho c_s T_F}{\rho L}$	$B^* = \frac{BL_y^2}{\rho \alpha_l}$
$Y = \frac{y}{L_y}$	$V = \frac{vL_y}{\alpha_l}$	$P = \frac{pL_y^2}{\rho \alpha_l^2}$	$F_0 = \frac{t \alpha_l}{L_y^2}$	$B = \frac{C(1-f)^2}{(f^3 + b)}$

On note que L_y est choisi comme étant la longueur caractéristique et la différence de température $T_w - T_F$ est considérée comme référence.

En remplaçant ces variables dans les équations de conservation III.26-29, on aboutit aux équations suivantes :

- Région solide

$$\frac{\partial H^*}{\partial F_0} = \frac{\lambda_s}{\lambda_l} Ste \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{III.35}$$

- Région liquide

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{III.36}$$

$$\frac{\partial U}{\partial F_0} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + B^* U \quad \text{III.37}$$

$$\frac{\partial V}{\partial F_0} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra Pr \theta + B^* V \quad \text{III.38}$$

$$\frac{\partial H^*}{\partial F_0} + U \frac{\partial H^*}{\partial X} + V \frac{\partial H^*}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) - \frac{1}{Ste} \frac{\partial f}{\partial F_0} \quad \text{III.39}$$

On peut écrire les équations III.35 et III.39 de la façon suivante et on obtient l'équation III.40 :

$$\frac{\partial \theta}{\partial F_0} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \alpha^* \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) - \frac{1}{Ste} \frac{\partial f}{\partial F_0} \quad \text{III.40}$$

Avec :

$$\alpha^* = f + (1-f) \frac{\alpha_s}{\alpha_l}$$

Dans la zone liquide ($\theta > 0, f = 1$) on a : $\alpha^* = 1$.

Dans la zone solide ($\theta < 0, f = 0$) on a : $\alpha^* = \frac{\alpha_s}{\alpha_l}$.

On note que le terme $B_h = -\frac{1}{Ste} \frac{\partial f}{\partial F_0}$ est la chaleur latente provoquée par le changement de phase.

Le nombre Prandtl Pr , le nombre de Rayleigh Ra et le nombre de Stefan Ste caractérisent les conditions du transfert de chaleur. On les définit de la manière suivante :

$$Ra = \frac{\rho^2 c_l g \beta L_y^3 (T_w - T_F)}{\mu \lambda_l}, \quad Ste = \frac{c_l (T_w - T_F)}{L}, \quad Pr = \frac{c_l \mu}{\lambda_l}$$

III.4.6. Validation du modèle

La validation du problème de changement de phase dans une cavité rectangulaire en présence de convection naturelle est présentée dans cette partie. Nous rappelons ici que deux tests seront faits pour la modélisation numérique : Validation 1 (Fusion du gallium) et Validation 2 (Fusion du MCP 27).

III.4.6.1. Validation 1 : Fusion du gallium

Le problème de la fusion du gallium dans une cavité rectangulaire chauffée par le côté est fréquemment utilisé pour valider le modèle de changement de phase. Dans ce cadre, citons en particulier les résultats expérimentaux de Gau et Viskanta [96], les résultats numériques de Lacroix [97] en appliquant une méthode de maillage mobile et ceux de Zhen-Xiang Gong [98]. On a considéré aussi les résultats numériques de Desai et Vafai [99] qui ont utilisé une solution par éléments finis et les résultats de Viswanath et Jaluria [95] qui ont considéré la transformation de maillage. Le métal utilisé dans les expériences de Gau et Viskanta [96] est le gallium avec une pureté de 99,6 % et une température de fusion de 29,78 °C. Ils ont choisi le gallium pour ses propriétés thermophysiques qui étaient bien établies : sa température de fusion est proche de la température ambiante, ce qui était un facteur favorable à l'expérimentation et sur le plan technologique, ce métal peut être combiné avec d'autres éléments purs pour former des matériaux électroniques et industriels tels que les semi-conducteurs, les cellules solaires et les diodes laser. Les principaux inconvénients de ce métal sont son coût et le fait qu'il soit anisotrope. De ce fait, Gau et Viskanta [96] ont opté pour deux méthodes pour pouvoir visualiser le gallium. La première méthode consiste à injecter une substance colorée dans le matériau fondu à un temps déterminé. Cette méthode a révélé que l'écoulement et la forme de

l'interface solide-liquide au moment de l'injection peut être photographié. La deuxième méthode consiste à utiliser une sonde dans le MCP liquide dans le but de mesurer la distance entre la paroi et l'interface pour une hauteur donnée. A ce stade, le front de fusion peut être identifié.

Le Tableau III.2 présente les propriétés thermophysiques du gallium.

Variable \ Etat	Solide	Liquide
$\lambda(W/m.K)$	32	32
$c_p(J/kg.K)$	381,5	381,5
$\alpha(m^2/s)$	$1,38 \times 10^{-5}$	$1,38 \times 10^{-5}$
$\rho(kg/m^3)$	6093	6093
Ste	0,039	0,039
$L(kJ/kg)$	80,16	
$L(m)$	1	
$T_F(^{\circ}C)$	29,78	
$T_0(^{\circ}C)$	28,3	
$T_w(^{\circ}C)$	38	

Tableau III. 2 : Propriétés thermophysiques du gallium.

Dans ce cas, on a considéré une cavité de hauteur $L_y = 0,0445 m$ et de largeur $L_x = 0,089 m$ et on a ensuite comparé nos résultats (obtenus à partir du logiciel scSTREAM) avec les résultats expérimentaux de Gau et Viskanta [96], ceux de Zhen-Xiang Gong [98], ainsi que les résultats numériques de Lacroix [97].

Le Tableau III.3 présente les valeurs adimensionnelles calculées à partir des données reportées dans le Tableau III.2.

R	2 ($L_x = 0,089$ m et $L_y = 0,0445$ m)
Ra	$2,1 \times 10^5$
Pr	0,0216
Ste	0,0391
c_s / c_l	1
k_s / k_l	1

Tableau III. 3 : Valeurs adimensionnelles utilisées pour $R = 2$.

Le modèle géométrique a été construit à l'aide de Cradle scSTREAM STpre, puis les conditions initiales et aux limites ont été définies. Les conditions initiales pour la fusion du gallium sont présentées dans le Tableau III.4. Les conditions aux limites ont déjà été présentées dans le paragraphe III.4.4. Ensuite, les grilles de calcul ont été raffinées. Pour la modélisation numérique, nous avons considéré un maillage de 400×400 [100]. Une simulation transitoire a été réalisée dans STsolver. Finalement, STpost a généré les résultats de calcul et a affiché les résultats de simulation correspondants.

Paramètres	Détails	
Solver	Dimensions	2D
	Temps	Transitoire
	Champs d'écoulement	Laminaire
	Solidification/Fusion	
Propriétés des matériaux	Solide	Gallium
Condition de fonctionnement	Gravité	y-Axis (Négative)
Initialisation de la solution	Pas de temps	0,5 s
	Durée de la résolution continue du champ d'écoulement	6 s
	Intervalle du temps	60 s

Tableau III. 4 : Conditions initiales pour la validation 1.

La Figure III.4 illustre le déplacement de l'interface solide-liquide obtenu par le logiciel scSTREAM pour le cas 2D pour différents instants ainsi que les résultats des différents auteurs : Gau et Viskanta [96], Lacroix [97] et Zhen-Xiang Gong [98].

On remarque un très bon accord surtout à 8 min avec un léger décalage à 5 et 12 min, en tenant compte de l'incertitude des résultats expérimentaux et du fait que le bloc de gallium était initialement à une température de 2 °C qui est inférieure à son point de fusion qui est 29,78 °C. La Figure III. 5 présente la position de l'interface solide-liquide pour trois instants (5 min, 8 min et 12 min) pour un rapport de forme $R = 2$. On remarque que l'interface solide-liquide se déplace rapidement à travers le temps ce qui montre la dominance de la convection dans le mécanisme du transfert.

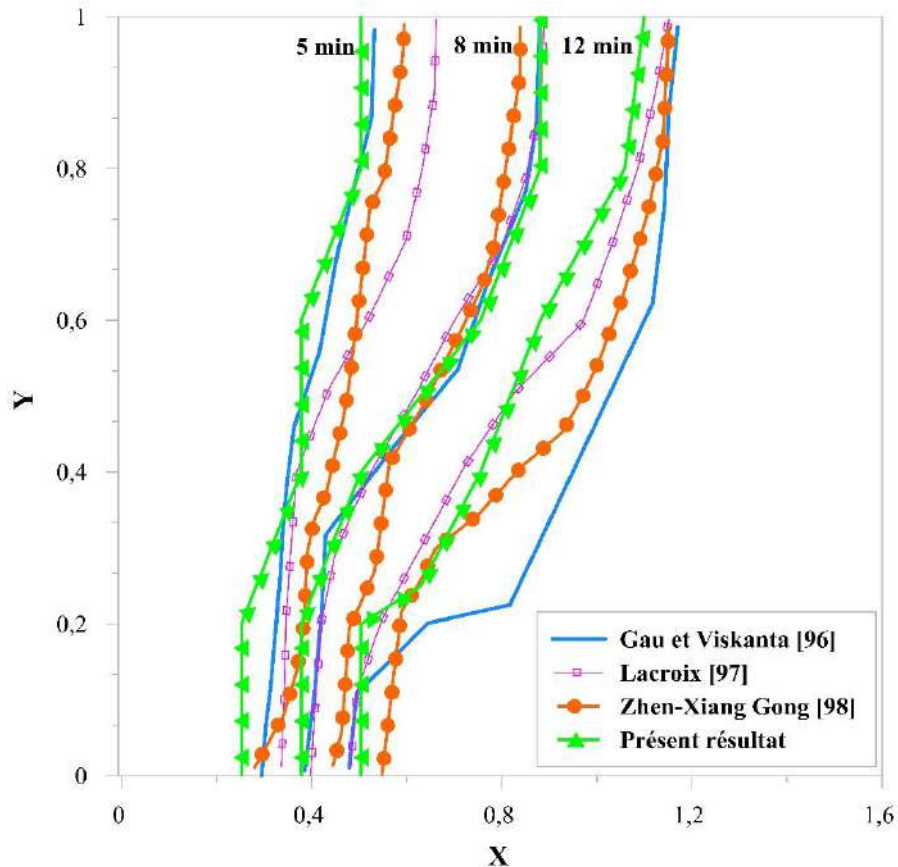


Figure III. 4 : Validation du modèle pour $R = 2$.

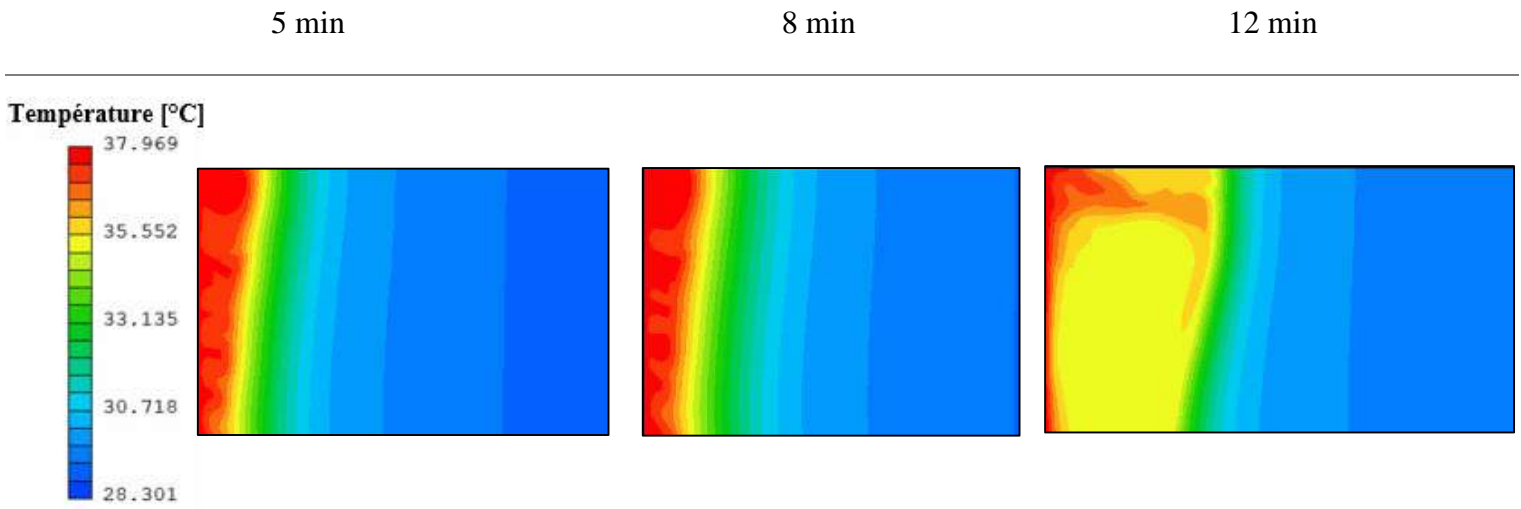


Figure III. 5 : Positions de l'interface à différents instants pour $R = 2$.

Dans un deuxième temps, on a considéré une autre cavité avec les dimensions suivantes $L_y = 0,0635$ m et de largeur $L_x = 0,089$ m. Les mêmes conditions initiales (Tableau III.4) et aux limites sont appliquées à cette géométrie et les nouvelles valeurs adimensionnelles utilisées sont données dans le Tableau III.5.

R	1,4 ($L_x = 0,089$ m et $L_y = 0,0635$ m)
Ra	$6,057 \times 10^5$
Pr	0,0216
Ste	0,0391
c_s / c_l	1
k_s / k_l	1

Tableau III. 5 : Valeurs adimensionnelles utilisées pour $R = 1,4$.

La Figure III.6 montre le déplacement de l'interface solide-liquide réalisé à partir de scSTREAM et ceux obtenus par Gau et Viskanta [96], Desai et Vafai [99] et Viswanath et Jaluria [95]. On remarque un bon accord particulièrement à 10 min et 19 min par rapport aux résultats expérimentaux de Gau et Viskanta. Pour les valeurs affichées à 5 min, on constate un léger retard et ceci est dû à la température initiale du bloc de gallium (2 °C) qui est basse en regard de celle de son point de fusion. Ceci affecte le déroulement de l'expérience puisque la paroi chauffée ne se trouve qu'à 8 °C au-dessus de point de fusion.

La Figure III. 7 illustre la position de l'interface solide-liquide à différents moments : 5 min, 10 min et 19 min pour $R = 1,4$. Les deux Figures III.5 et 7 montrent que lorsque l'épaisseur de la fraction liquide augmente avec le temps, l'interface développe une forme incurvée. De plus, l'influence de la convection en haut de la cavité du bloc de gallium est plus significative qu'en bas, où la convection naturelle a un effet moins important. On note aussi que par rapport à $R = 2$, la vitesse de déplacement de l'interface solide-liquide est réduite en bas de la cavité.

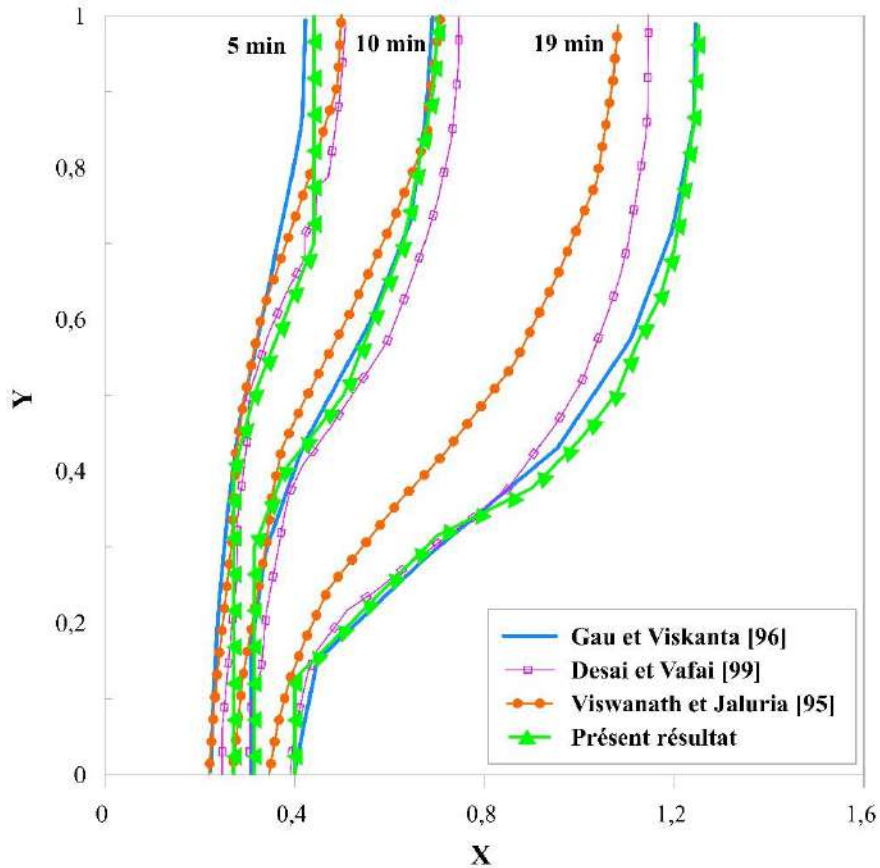


Figure III. 6 : Validation du modèle pour $R = 1,4$.

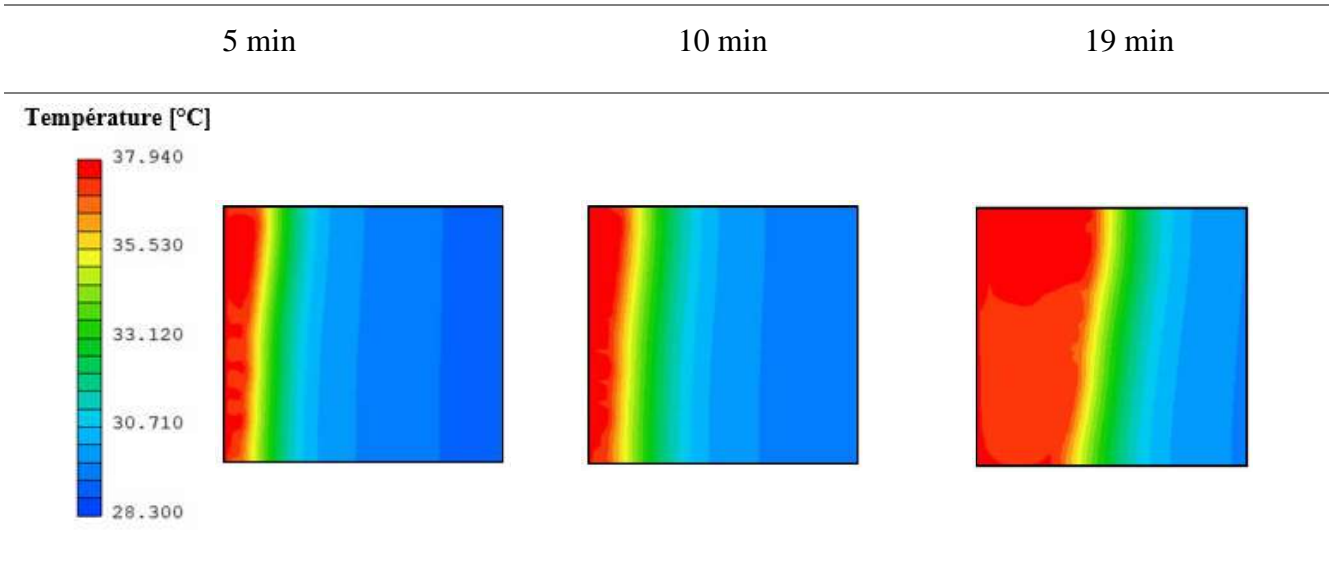


Figure III. 7 : Positions de l'interface à différents instants pour $R = 1,4$.

III.4.6.2. Validation 2 : Fusion du MCP 27

Nous avons considéré dans cette partie les mêmes conditions initiales et aux limites que celles imposées précédemment. Pour la fusion du MCP 27, les valeurs adimensionnelles considérées sont présentées dans le Tableau III.6 [71].

R	0,12 ($L_x = 0,025$ m et $L_y = 0,21$ m)
Ra	$1,34 \times 10^8$
Pr	273,85
Ste	0,2968
c_s / c_l	0,79
k_s / k_l	0,71

Tableau III. 6 : Valeurs adimensionnelles utilisées pour la validation 2.

Trois tests avec différents maillages ont été réalisés pour comparer nos résultats (en utilisant le logiciel scSTREAM) avec les résultats de Zohir [71]. Le but de cette partie est de bien maîtriser la modélisation du phénomène de changement de phase solide-liquide pour l'utiliser dans la suite. Pour la modélisation numérique, le maillage est resserré uniquement sur les surfaces verticales, comme présenté sur la Figure III.8, puisque les surfaces horizontales sont adiabatiques, ceci afin de réduire le temps de calcul. Dans le but d'assurer la validation de notre modèle, une attention particulière doit être portée au choix de maillage puisque la qualité

du maillage influe sur la précision des résultats. De plus, il est important que le maillage appliqué ne soit pas trop serré car ceci implique un temps de calcul plus important et une puissance de calcul plus importante. Nous avons donc testé trois maillages en considérant un pas de temps de 0,5 s pour les trois cas. Le maillage 1 est de 80×100 (Figure III.8 (b)), le maillage 2 est de 100×100 (Figure III.8 (c) et le maillage 3 est de 200×200 (Figure III.8 (d)).

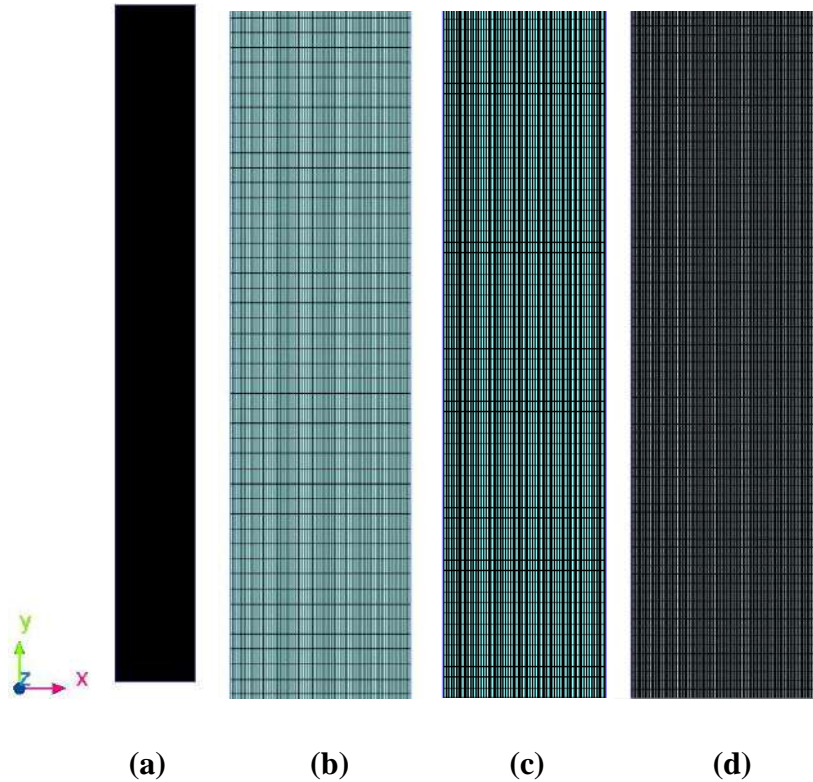


Figure III. 8 : (a) Vue d'ensemble du maillage dans tout le domaine d'étude, (b) Maillage 1 et (c) Maillage 2, (d) Maillage 3.

Comme le montre la Figure III.9 (a), le nombre de nœuds influence la stabilité de la solution. Le maillage 3 aboutit à des résultats très proches par rapport au résultat de Zohir et permet d'avoir une meilleure correspondance entre la précision des résultats et le temps de calcul. Par conséquent, le choix final pour le nombre de nœuds est 200×200 . Ensuite, une étude de sensibilité du pas de temps a été effectuée pour s'assurer que la solution est appropriée.

Nous avons donc testé trois pas de temps : un pas de temps 1 s, 0,5 s et 0,05 s. Ils sont représentés sur la figure II.9 (b). Comme illustré sur cette figure, le test du pas de temps aboutit à des résultats très proches pour les deux cas 0,5 s et 0,05 s en les comparant au résultat de Zohir

[71]. Pour un meilleur compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul, le pas de temps 0,5 s est choisi comme étant le plus approprié.

La Figure III.10 montre le déplacement de l'interface solide-liquide du MCP 27 à différents instants ($t = 100$ s, $t = 5000$ s, $t = 7000$ s, $t = 10000$ s, $t = 15000$ s, $t = 17000$ s, $t = 20000$ s et $t = 25000$ s). A $t = 100$ s, l'interface est presque verticale et le transfert de chaleur par conduction prédomine. Par la suite, on remarque une inclinaison du front et la convection à ce stade s'intensifie, le taux de fusion augmentent. Alors, le fluide qui est proche de la paroi chauffée absorbe de la chaleur et de ce fait il s'échauffe et sa densité diminue. Il remonte le long de la paroi chauffée et est accéléré. Au sommet de la cellule, sa quantité de mouvement est très élevée. Le fluide redescend ensuite le long de l'interface solide-liquide. Pendant sa descente, il perd de sa chaleur au profit de l'interface froide. Au bas de l'interface, le fluide est froid, et les gradients de température et les taux de fusion sont faibles. On peut remarquer que la fusion est concentrée uniquement dans la partie supérieure de la cavité.

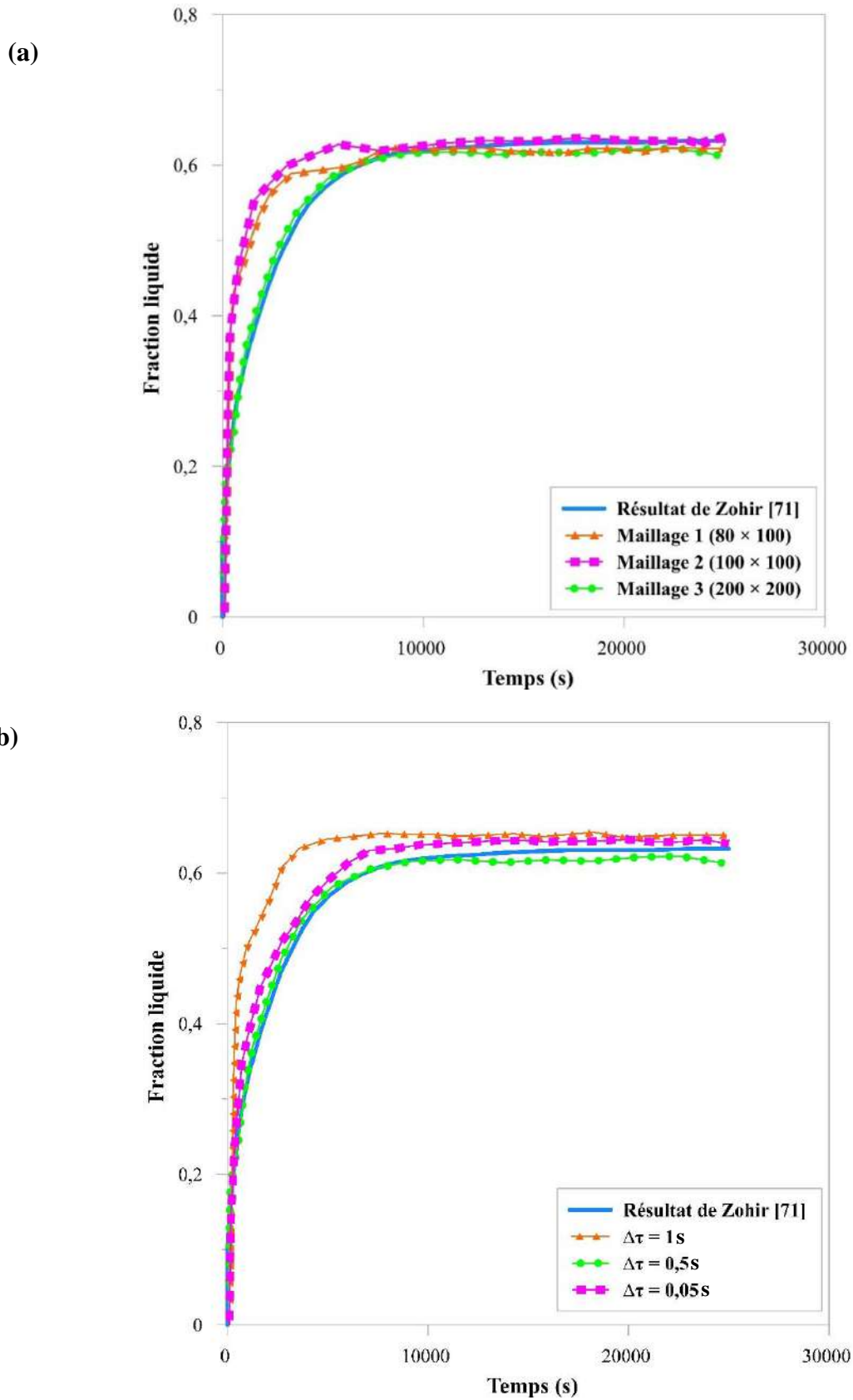
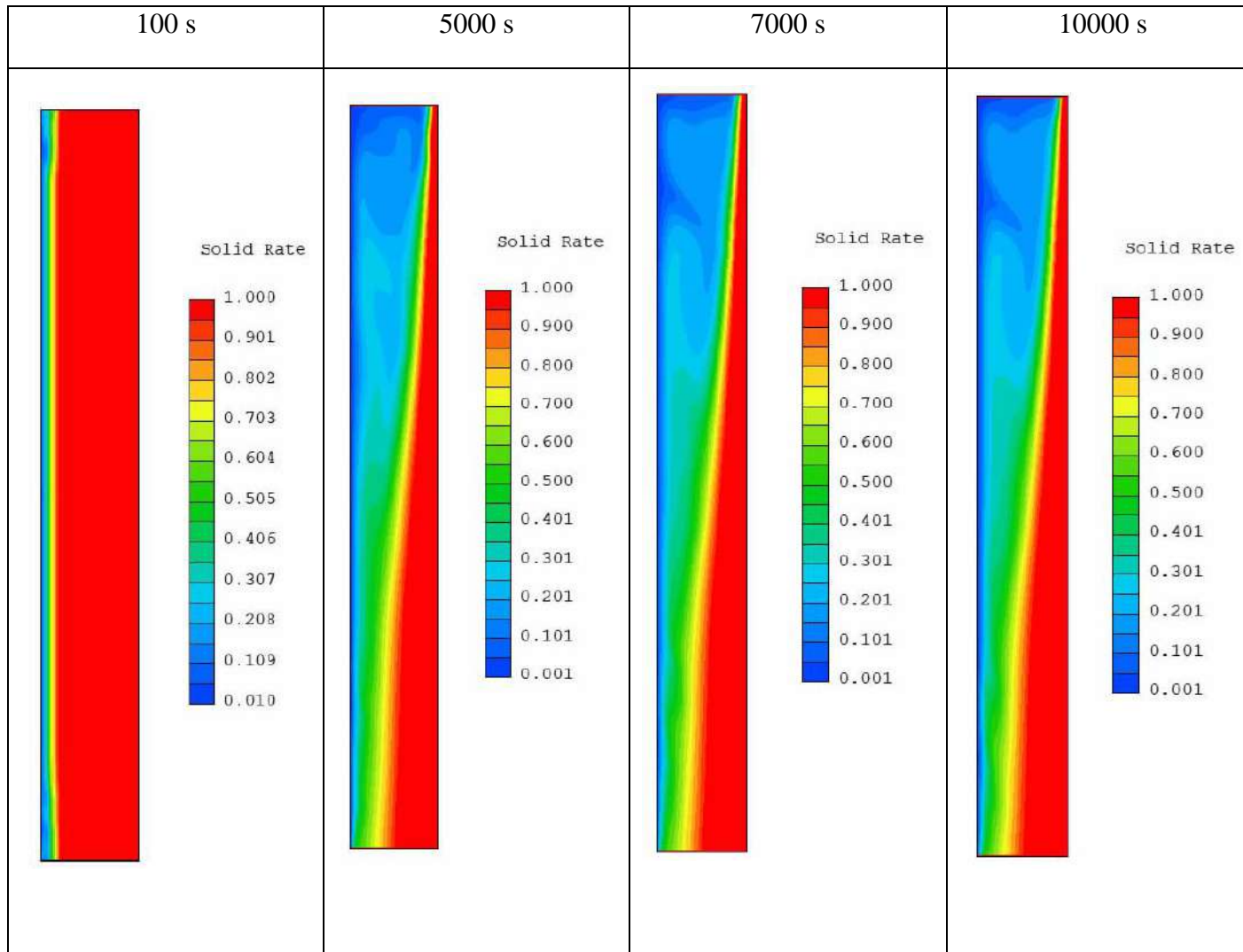


Figure III. 9 : Validation du modèle pour la fusion de MCP 27 (a) Etude de maillage, (b) Etude du pas de temps.



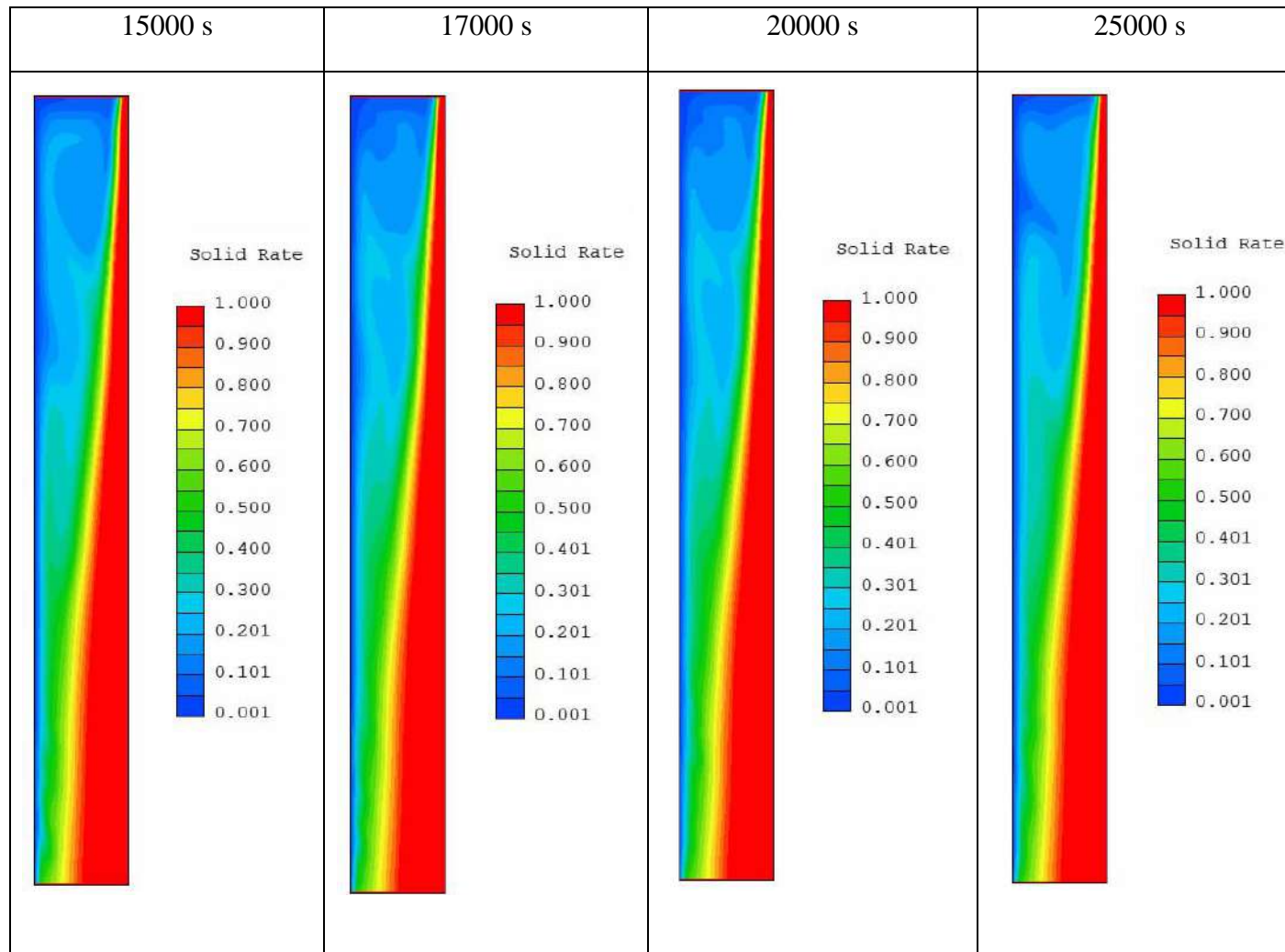


Figure III. 10 : Position de l'interface solide-liquide à différents instants.

III.5. Conclusion

Le traitement de l'interface solide-liquide présente une difficulté majeure dans la modélisation numérique à cause de sa forme irrégulière qui est inconnue a priori et dépend des taux de transfert de chaleur. De ce fait, la connaissance des mécanismes de transfert de chaleur dans les phases solide et liquide d'un MCP requiert un modèle qui permet de prévoir avec exactitude les performances thermiques des systèmes de stockage d'énergie. Dans ce chapitre, on a présenté un récapitulatif des différentes méthodes de résolution numérique présentées dans la littérature et une résolution en cas 2D pour le problème de changement de phase : ceci va nous servir pour l'étude du comportement thermique du mur contenant des MCP, ce qui est l'objectif du prochain chapitre.

CHAPITRE 4 : ETUDE NUMÉRIQUE D'UN MUR PASSIF INTÉGRANT DES MCP

IV.1. Introduction.....	132
IV.2. Caisson intégrant une maquette de mur solaire à MCP	132
IV.3. Mur intégrant des MCP	145
IV.4. Etude paramétrique.....	156
IV.5. Conclusion	164

Le présent chapitre permet d'effectuer une analyse comparative de façon à montrer les performances énergétiques du MCP. Afin d'y arriver, nous avons évalué l'impact de ce matériau pour deux cas. Le premier cas consiste à intégrer le MCP dans un caisson à volume réduit et le deuxième cas dans un mur réel. La validation des modèles a été effectuée en comparant les évolutions des champs de températures et de flux obtenues par simulation à celles relevées par l'expérimentation. Dans un second temps, nous évaluerons différents critères qui influencent le comportement du MCP.

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats numériques effectués avec le logiciel scSTREAM. Trois parties seront présentées : La première partie consiste à voir l'influence d'un caisson intégrant une maquette de mur solaire à MCP. Avant de présenter les résultats de la simulation et de la validation, nous exposerons d'abord l'ensemble du dispositif expérimental qui a été soumis à une excitation réelle due au soleil. Ensuite, nous comparerons les résultats obtenus numériquement à ceux obtenus expérimentalement. La deuxième partie consiste à valider le comportement d'un prototype de mur solaire intégrant des MCP en comparant nos résultats à ceux expérimentaux. Dans ce cas, le dispositif expérimental du mur à MCP a été soumis à une source artificielle de rayonnement dans le but de le chauffer. La dernière partie est consacrée à une étude paramétrique.

IV.2. Caisson intégrant une maquette de mur solaire à MCP

IV.2.1. Description du montage

Un caisson de dimensions $0,86 \text{ m} \times 0,73 \text{ m} \times 1,20 \text{ m}$ a été considéré, un mur solaire étant placé sur la face avant. Cette paroi stockeuse est constituée d'un MCP dont la température de fusion est de $27 \text{ }^\circ\text{C}$. Le MCP est intégré dans le mur et est conditionné dans une enveloppe parallélépipédique appelée briquette, de dimensions $21 \text{ cm} \times 14 \text{ cm} \times 2,5 \text{ cm}$. Le mur solaire contient 9 briquettes de MCP de dimensions $68 \text{ cm} \times 60 \text{ cm} \times 105 \text{ cm}$. Il est constitué aussi d'une lame d'air ventilée de 5 cm d'épaisseur. L'ensemble du dispositif expérimental de Zohir qui a été réalisé au sein du Laboratoire d'Artois [71] est présenté dans la Figure IV.1.



(1) Vue de face du caisson



(2) vue arrière du caisson

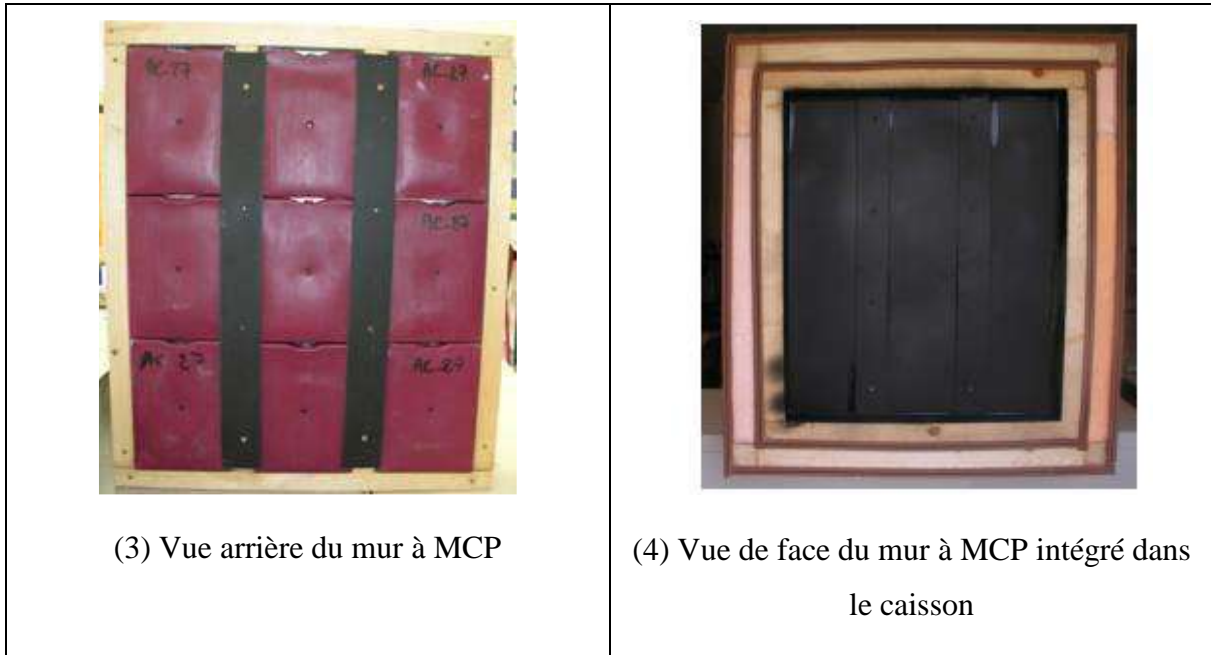


Figure IV. 1 : Dispositif expérimental de Zohir [71].

Par la suite, nous décrivons les caractéristiques géométriques du mur et les différents matériaux utilisés ainsi que leurs rôles.

Le premier élément est l'isolant (Figure IV.2) qui est constitué d'une mousse de polyuréthane de 5 cm d'épaisseur. Pour assurer la bonne circulation des apports à travers la lame d'air ouverte, cet élément dispose de deux ouïes de section rectangulaire dans les parties haute et basse et chaque ouïe a une dimension de $0,03 \text{ m} \times 0,50 \text{ m}$.

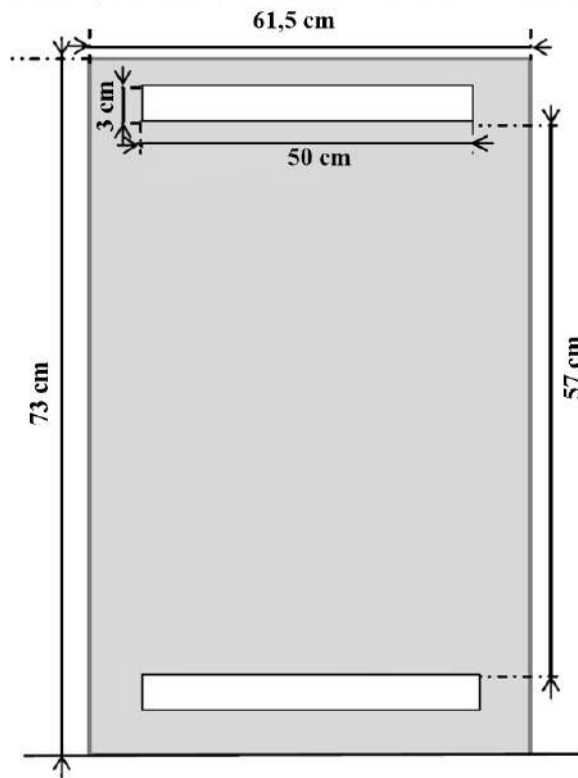


Figure IV. 2 : Isolant.

Le deuxième élément est un double vitrage exposé au sud (Figure IV.3) posé sur un cadre rigide en bois.

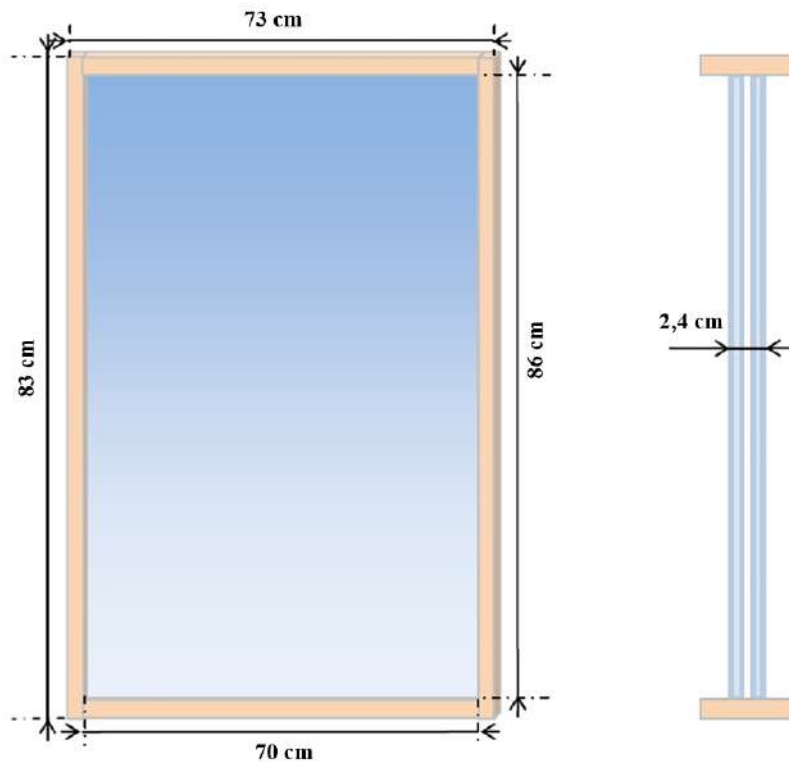


Figure IV. 3 : Vitrage.

Le troisième élément est le mur solaire qui comporte un support en bois pour supporter les 9 briquettes de MCP. Nous avons utilisé les mêmes MCP décrits dans le chapitre précédent en considérant les mêmes propriétés. La Figure IV.4 illustre cet élément.

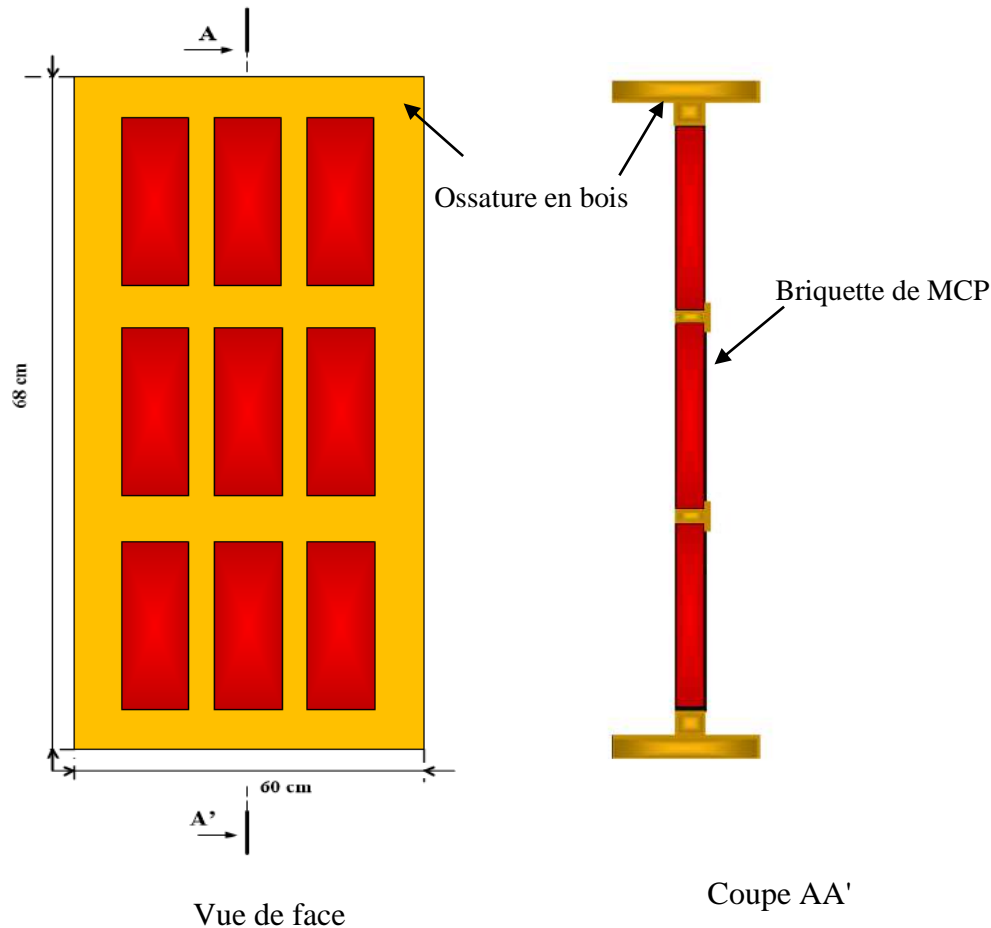


Figure IV. 4 : Mur solaire à MCP.

IV.2.2. Principe de fonctionnement du mur solaire à MCP

On s'intéresse dans cette partie à remplacer la paroi stockeuse qui est généralement constituée par du béton par du MCP afin d'obtenir un mur plus léger et plus mince. De ce fait, on distingue deux fonctionnements du mur solaire composite intégrant des MCP : fonctionnement en période hivernale et estivale.

En période hivernale : La paroi stockeuse qui est constituée du MCP absorbe le rayonnement solaire transmis par le vitrage. Les pertes thermiques vers l'extérieur étant réduites par l'effet de serre, la température du MCP qui est initialement à l'état solide s'élève pour atteindre sa température de fusion. Dans ce processus, il y a un stockage de l'énergie sous forme de chaleur sensible. Durant la fusion, et ce jusqu'à ce qu'il soit totalement liquide, le stockage se déroule

par chaleur latente et ce processus représente la plus grande quantité d'énergie thermique qui sera stockée par le matériau. Ensuite, à partir de l'état liquide, la température continue d'augmenter en stockant à nouveau sous forme de chaleur sensible. L'énergie est stockée et transmise par conduction à travers le MCP à l'intérieur du local. Une partie de cette énergie est échangée par convection naturelle dans la lame d'air intérieure et l'autre partie est échangée avec la paroi isolante par rayonnement. Un phénomène de thermocirculation apparaît. Donc, le but essentiel du mur à MCP pendant cette période est de capter et stocker le maximum d'énergie pendant la journée.

En période estivale : Les apports solaires pendant cette période sont moins importants en raison de la hauteur du soleil. La chaleur sera donc stockée avec un déphasage au niveau de la lame d'air ventilée où la circulation d'air est empêchée de façon à éliminer tout apport d'énergie par thermocirculation. Cette lame d'air ventilée dans ce cas devient une lame d'air fermée et la présence d'un isolant agit aussi comme barrière pour limiter les apports. L'objectif de ce mur pendant cette période est de limiter au maximum les apports thermiques pour assurer un bon confort thermique.

IV.2.3. Etude numérique

Nous nous proposons de reproduire le modèle expérimental décrit précédemment. La première étape de cette procédure consiste à concevoir le modèle géométrique comme le montre la Figure IV.5 (a) et (b). Le fichier météorologique qui a été utilisé est celui de Lille pour le 06 Mai 2008, comme celui de l'expérimentation. La simulation qui a été réalisée est associée au MCP dont les propriétés ont été présentées dans le chapitre précédent (Tableau III.1). Les paramètres principaux pour la simulation sont donnés par le Tableau IV.1.

Option de simulation	Temps
Nombre de jours	1 jour
Pas de temps	6 min
Nombre d'heures simulées	20 h
Jour et mois	06 Mai

Tableau IV. 1 : Paramètres de simulation.

Nous utilisons aussi les paramètres suivants comme le montre le Tableau IV.2.

Paramètres	Détails	
Solver	Dimensions	3D
	Temps	Transitoire
	Champs d'écoulement	Laminaire
	Rayonnement solaire	Modèle de rayonnement solaire
	Fusion/solidification	Paramètres de changement de phase
Propriétés des matériaux	Solide	MCP 27, verre, bois et laine minérale
	Fluide	Air
Condition de fonctionnement	Gravité	z-Axis (Négative)
Initialisation de la solution	Pas de temps	0,5 s
	Durée de la résolution continue du champ d'écoulement	6 s
	Intervalle du temps	60 s

Tableau IV. 2 : Paramètres de fonctionnement.

Pour cette étude nous supposons que l'écoulement est incompressible, laminaire et instationnaire. L'heure de démarrage de la simulation est de 4 h du matin et sa fin est fixée à minuit. Le rayonnement solaire est modélisé par le traçage des rayons solaires du logiciel (ASHRAE Handbook). Les coefficients de transfert convectif à l'extérieur et à l'intérieur du mur sont respectivement de $13 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ et de $8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. La température initiale des composants solides est imposée à $26 \text{ }^\circ\text{C}$ alors que la température du liquidus est de $27 \text{ }^\circ\text{C}$ et du solidus de $24 \text{ }^\circ\text{C}$. Nous avons considérés un maillage uniforme $70 \times 70 \times 40$.

La simulation est effectuée en comparant les différents paramètres du modèle numérique avec ceux du dispositif expérimental. La Figure IV.5 (c) illustre les différents emplacements des points de mesure.

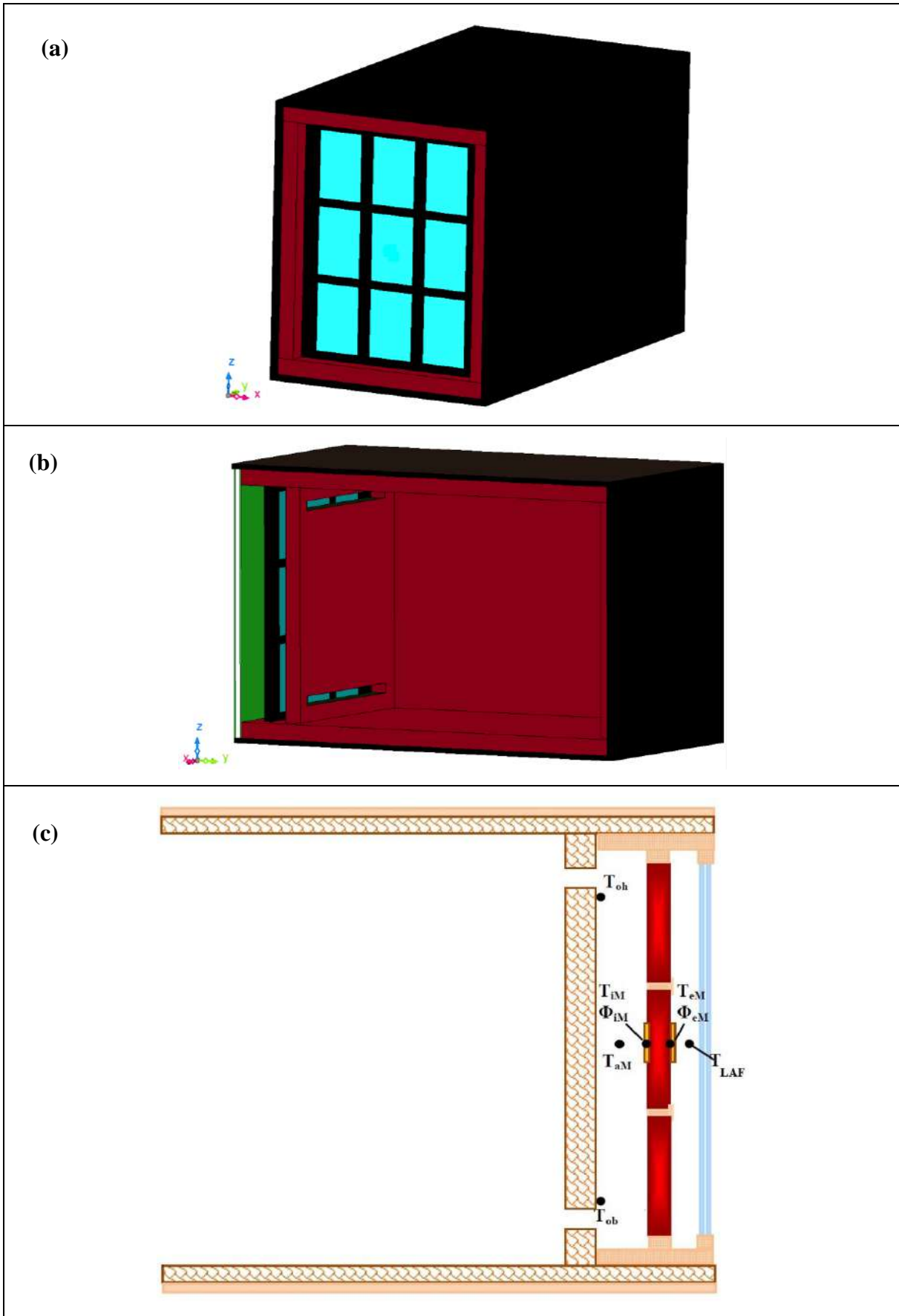


Figure IV. 5 : (a) Modélisation du caisson sur scSTREAM, (b) Intérieur du caisson et (c) Emplacement des points de mesure.

On note ici les abréviations utilisées dans la suite de notre travail :

T_{LAF} : Température de la lame d'air fermée.

Φ_{eM} et Φ_{iM} : Correspondent aux flux thermique global échangé à mi-hauteur des cotés extérieur et intérieur du mur à MCP.

T_{eM} et T_{iM} : Correspondent aux températures mesurées des côtés extérieur et intérieur du mur intégrant des MCP.

T_{aM} : Température du fluide à mi-hauteur de la lame d'air.

T_{oh} : Température du fluide à l'ouïe haute.

T_{ob} : Température du fluide à l'ouïe basse.

IV.2.4. Résultats obtenus

Le modèle numérique a été confronté avec les mêmes données mesurées expérimentalement. Pour ceci on a choisi la même date le 06 Mai 2008 (24h), la Figure IV.6 présente le flux solaire incident pour la date choisie. La simulation a débuté à 04h00.

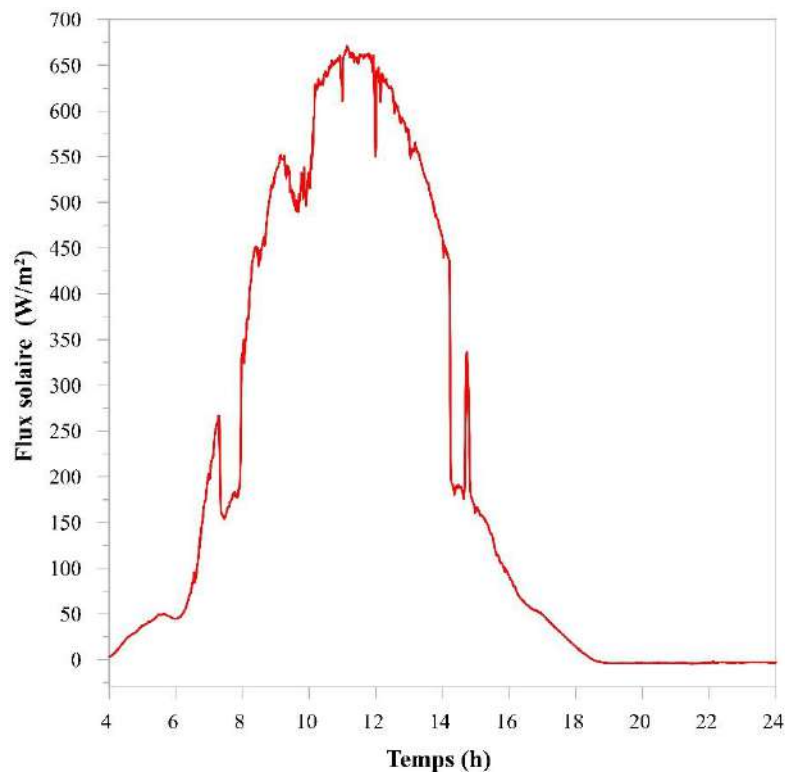


Figure IV. 6: Rayonnement solaire inséré.

La Figure IV.7 présente les variations expérimentales et numériques de la température de la lame d'air fermée. On observe une très bonne similitude entre ces deux courbes. Les Figures IV.6 et 7 montrent que l'évolution de la température de la lame d'air suit celle du flux solaire avec un léger décalage (environ une heure). Le flux solaire maximal est de 670 W/m^2 obtenu vers 11h30 et la température maximale est de $67,8 \text{ }^\circ\text{C}$ obtenue vers 12h30. Ceci est dû à l'inertie thermique du mur Trombe intégrant des MCP. Lorsque la densité de flux solaire s'annule, la valeur de la température diminue de manière significative et on enregistre une valeur inférieure à $20 \text{ }^\circ\text{C}$ à l'intérieur de la lame d'air fermée. Le rayonnement solaire a un impact important sur la performance thermique du mur à MCP, comme cela peut être observé dans la fluctuation de la température à l'intérieur du caisson.

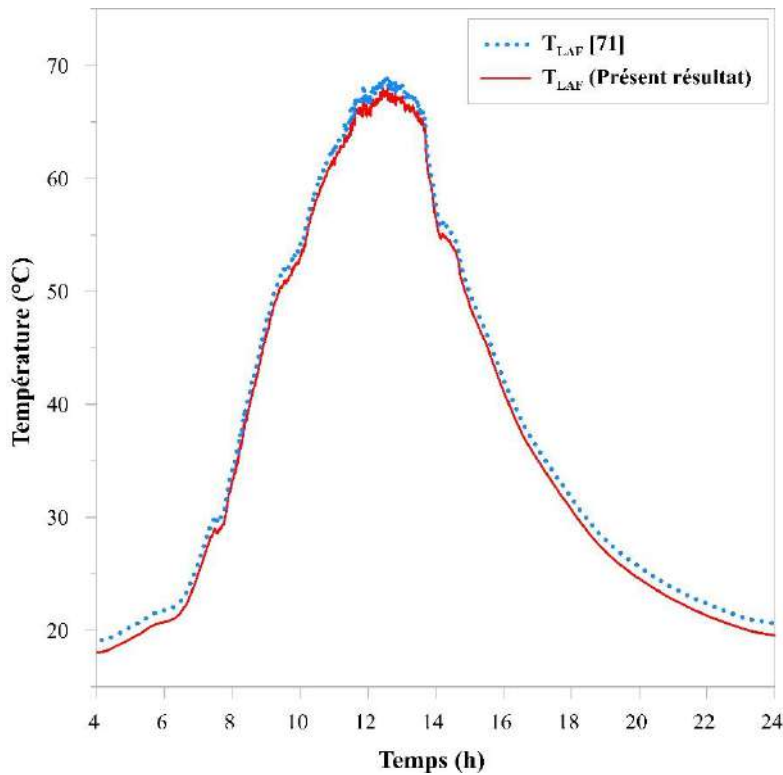


Figure IV. 7 : Variation de la température de la lame d'air fermée (T_{LAF}).

Les Figure IV.8 et IV.9 montrent respectivement la comparaison des températures et des flux de chaleurs numériques et expérimentaux des deux côtés du mur à MCP. La comparaison des flux de chaleur échangés et des températures au sein des faces intérieure et extérieure du mur à MCP permet de confirmer un très bon accord entre les résultats expérimentaux et numériques. D'après la Figure IV.9, on remarque que le mur à MCP assure le stockage de grandes quantités de chaleur et assure aussi la transmission d'une partie de cette énergie à l'air se trouvant dans la lame ventilée, comme le montre la Figure IV.9 (b). A 4h00,

la température du mur à MCP est presque 25 °C et à ce moment, le matériau a commencé à libérer de la chaleur latente ; la température augmente ensuite jusqu'à 50 °C, celle-ci étant plus importante sur la face extérieure (Figure IV.8 (a)) qu'intérieure (Figure IV.8 (b)). De plus, le flux sur la face intérieure (Figure IV.9 (b)) du mur à MCP est toujours positif. La face extérieure du mur à MCP commence à stocker de l'énergie dès qu'elle est irradiée alors que la face intérieure continue de libérer de la chaleur latente pour une période de 4h30. On constate aussi que la quantité de chaleur déstockée est beaucoup plus importante sur la face extérieure que sur la face intérieure puisque la température est plus basse à l'extérieur. On note que le flux solaire incident sur la paroi vitrée verticale est au maximum de 670 W/m² (Figure IV.6) alors que le flux entrant dans la brique est d'à peu près 450 W/m² et le flux global restitué à la lame d'air est au maximum d'à peu près 200 W/m². La différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du mur à MCP est minimale lorsque le MCP est totalement liquide, dans ce cas les apports sont plus importants. En revanche, la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du mur est maximale quand le MCP est initialement totalement à l'état solide et quand on a un flux important. Quand les apports solaires sont nuls, c'est le phénomène inverse, le mur cède alors de la chaleur vers l'extérieur mais continue à apporter de l'énergie à l'air par la face intérieure et cela jusqu'à ce que sa température soit inférieure à la température de l'air.

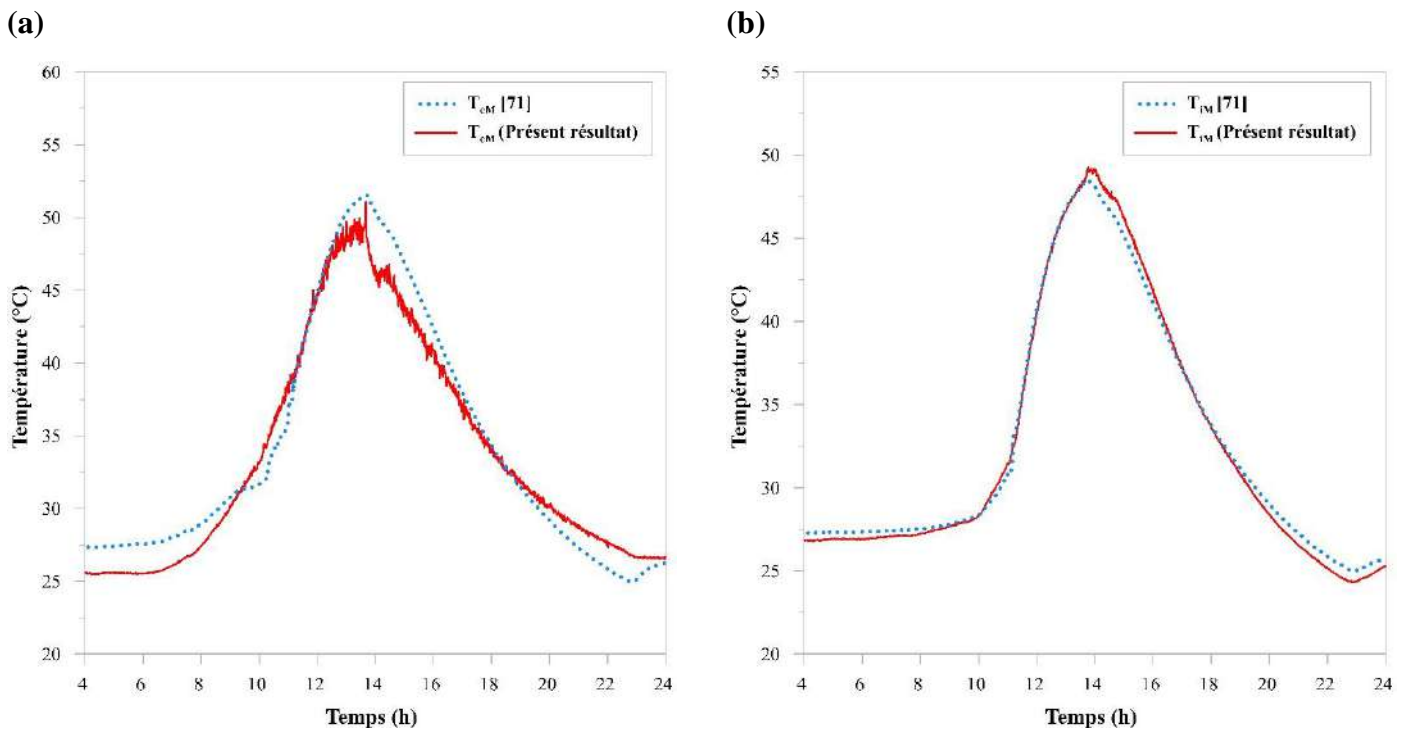


Figure IV. 8 : Variation de la température sur (a) la face extérieure du mur à MCP (T_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (T_{iM}).

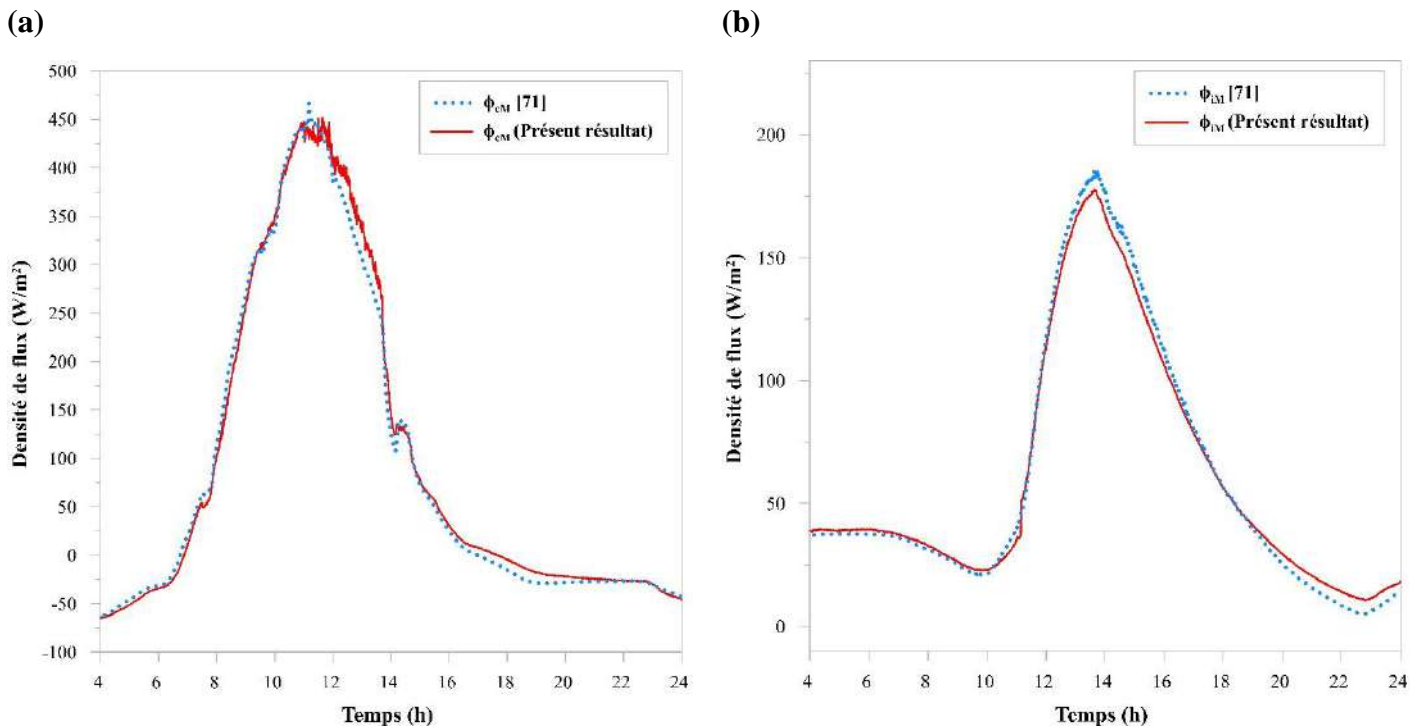


Figure IV. 9 : Variation du flux sur (a) la face extérieure du mur à MCP (ϕ_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (ϕ_{iM}).

La variation des températures d'entrée (ouïe basse) et de sortie (ouïe haute) d'air dans la lame d'air ventilée est présentée dans la Figure IV.10. On observe que les courbes de température de l'air au niveau des ouïes présentent de bonnes similitudes entre les mesures expérimentales et les résultats numériques avec un maximum d'écart de 5,35 % pour la Figure IV.10 (a) et un maximum d'écart de 2,83 % pour la Figure IV.10 (b).

Une thermocirculation naturelle est activée lorsque la température de l'air à l'intérieur de la lame d'air ventilée est supérieure à la température de l'air ambiant. L'air entre alors par les ouïes basses (T_{ob}) et sort par les ouïes hautes (T_{oh}). Ce phénomène est dû aux apports thermiques du mur à MCP dans la lame d'air ventilée (convection et rayonnement), qui provoquent à leur tour le réchauffement de l'air et sa mise en mouvement. Au cours de son mouvement vers les ouïes supérieures, l'air est réchauffé au contact de la paroi du mur à MCP avant d'être introduit à la pièce, et une très faible partie de l'énergie fournie par le mur est transmise à la pièce par conduction à travers l'isolant.

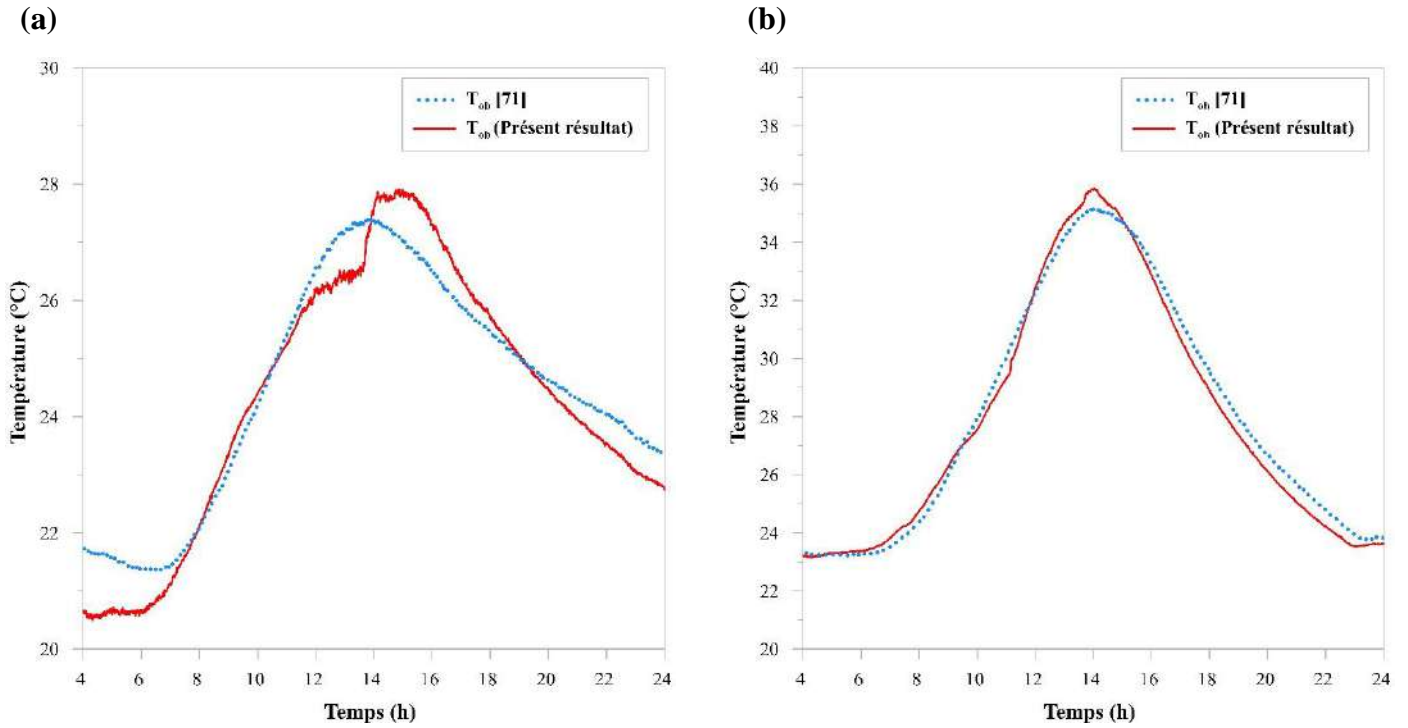


Figure IV. 10 : Variation des températures d'entrée et de sortie d'air (a) T_{ob} et (b) T_{oh} .

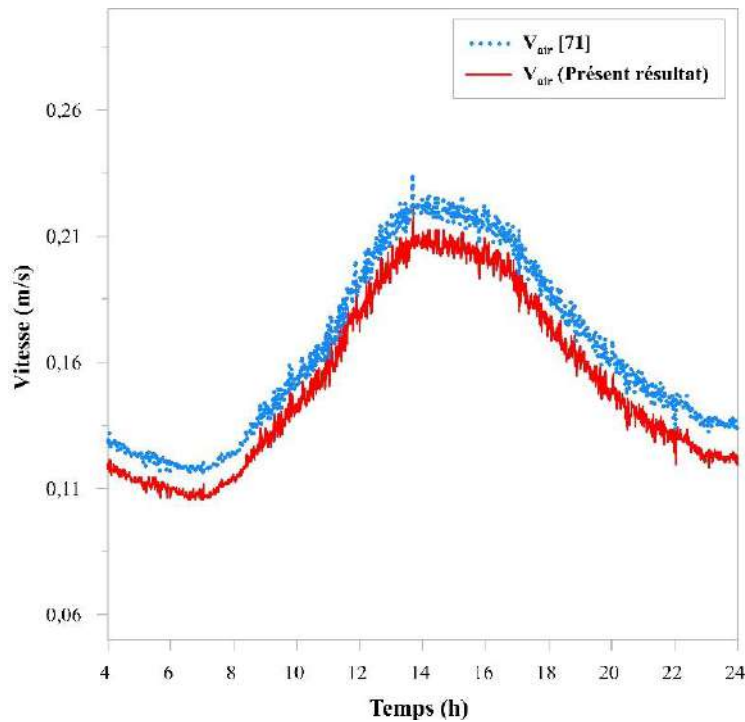


Figure IV. 11 : Vitesse dans la lame d'air ventilée.

Lorsqu'il y a des apports significatifs, la vitesse à l'intérieur de la lame d'air ventilée atteint un maximum de 0,23 m/s (Figure IV.11). En revanche, en fin de la nuit ou pendant les périodes non ensoleillées, lorsque le flux thermique à la face extérieure du mur à MCP est nul,

le mur décharge son énergie thermique vers l'extérieur et devient plus froid que l'air dans la pièce. La circulation de l'air dans la lame d'air ventilée s'en trouve affectée : lorsque le mur à MCP est plus froid que la température intérieure de l'environnement, l'air entre par les ouïes supérieures et se refroidit au contact des parois, il devient plus lourd et retourne enfin dans la pièce par les ouïes inférieures de la lame d'air ventilée. C'est donc un effet de thermocirculation inversé qui est mis en place.

La Figure IV.12 présente une comparaison de la puissance récupérée par l'air lors de sa traversée dans la lame d'air ventilée, calculée à partir de l'équation II.5. De petites différences peuvent être observées entre les deux courbes mais leur comparaison indique que le calcul de la puissance par rapport aux mesures expérimentales est acceptable. Sur une durée de 20 h, le cumul de l'énergie récupérée expérimentale et numérique sont respectivement de 8,55 kWh et de 8,45 kWh ; la différence entre les deux est à l'ordre de 1,11 %.

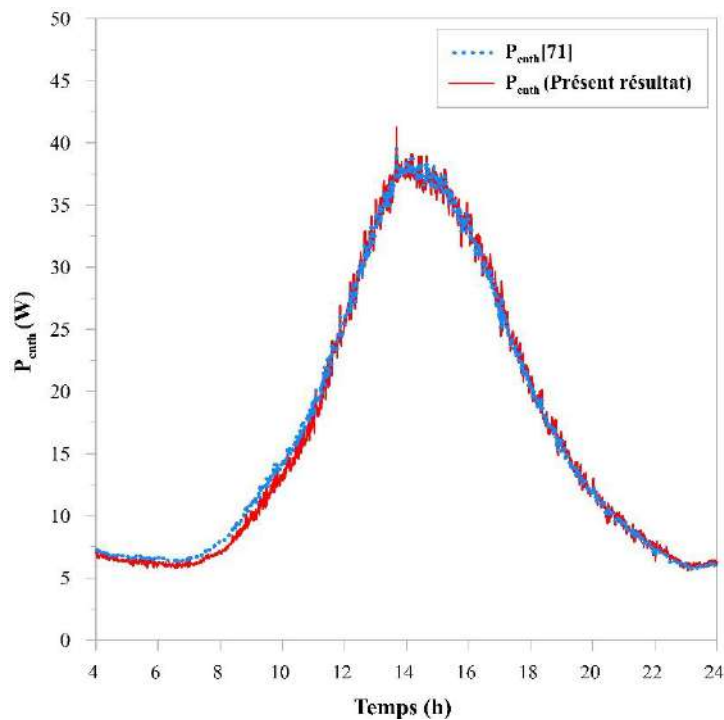


Figure IV. 12 : Puissance récupérée de la lame d'air ventilée.

Par ailleurs, nous avons également comparé l'énergie stockée par le mur MCP calculée numériquement à celle calculée en se basant sur la chaleur latente du MCP obtenu expérimentalement par Zohir [71].

Pour cela nous avons suivi les étapes suivantes :

- Calcul de l'énergie stockée par la paroi due aux apports extérieurs :

$$Q_1 = \int_t \phi_{eM} \cdot S \cdot dt$$

- Calcul de l'énergie déstockée :

- Vers l'extérieur : $Q_2 = \int_t \phi_{eM} \cdot S \cdot dt$

- Vers l'intérieur : $Q_3 = \int_t \phi_{iM} \cdot S \cdot dt$

Le bilan global de l'énergie déstockée est : $Q_4 = Q_2 + Q_3$

- Calcul de l'énergie stockée/déstockée par le mur MCP :

$$Q_5 = \text{Nombre de brique de MCP} \times \text{Masse MCP}_{/Brique} \times L_v$$

Le Tableau IV.3 reporte les résultats obtenus.

Q (kJ)	Q_1	Q_4	Q_5
	1849,68	1792,85	1862,14

Tableau IV. 3 : Energie stockée/déstockée par le mur MCP.

On remarque que l'énergie stockée est presque équivalente à celle calculée en se basant sur la chaleur latente (0,7 %). Cependant l'énergie restituée présente une légère différence de l'ordre de 3,7 % qui est due aux pertes du mur.

IV.3. Mur intégrant des MCP

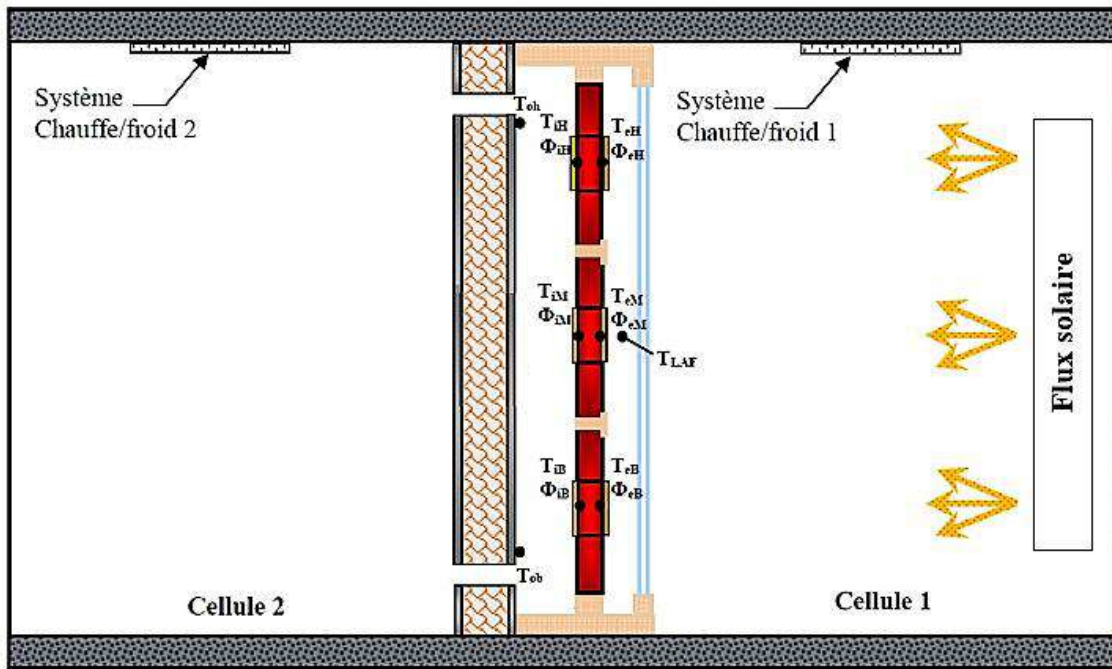
IV.3.1. Description du montage

Dans cette partie, on s'intéresse à l'intégration d'un mur solaire avec des MCP à l'intérieur de deux cellules climatiques de même dimensions 2,5 m × 2,5 m × 2,5 m. Ces parois ont été réalisées à partir de blocs de béton de 20 cm d'épaisseur. Les ambiances de ces cellules sont bien contrôlées via un système de chauffage et de refroidissement. La schématisation de ce système est représentée sur la Figure IV.13 (a). Dans ce cas, on a aussi les mêmes composants : l'isolant et le vitrage. L'isolant est présenté sur la Figure IV.13 (b), il est constitué de l'extérieur vers l'intérieur d'une plaque de Fermacell de 1,2 cm, d'une ossature en bois intégrant de la laine de roche de 10 cm et d'une autre plaque de Fermacell de 1,2 cm.

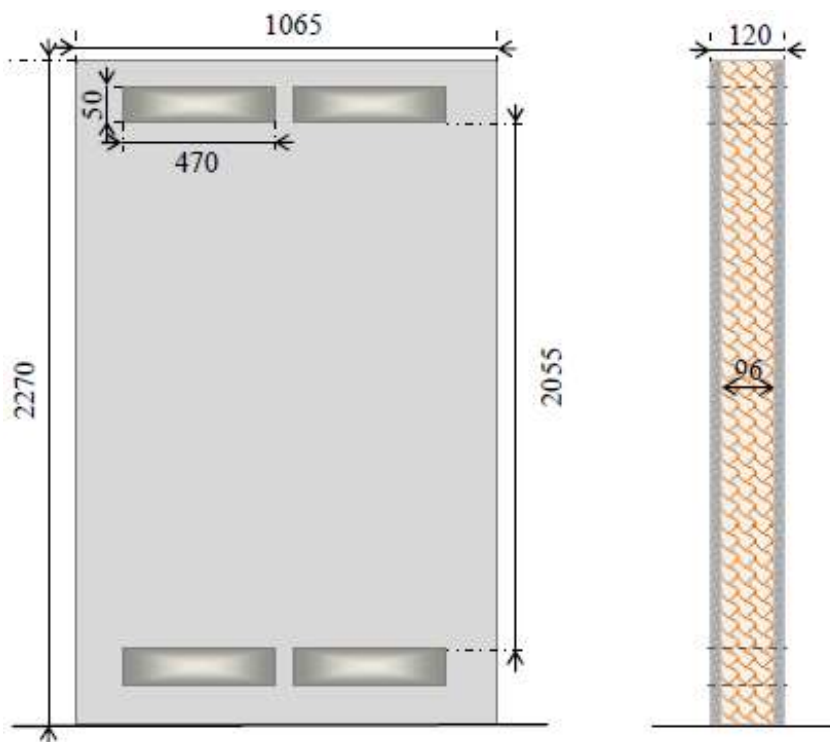
Le vitrage est représenté sur la Figure IV.13 (c). Entre le vitrage et l'isolant, on a une structure à ossature en bois de dimensions $2,2 \text{ m} \times 1 \text{ m} \times 0,26 \text{ m}$ dans laquelle les blocs de MCP sont intégrés. Ils ont pour dimensions de $21 \text{ cm} \times 14 \text{ cm} \times 2,5 \text{ cm}$ (Figure IV.13 (d)).

Pour étudier le comportement du mur solaire à MCP, l'expérience réalisée par Zohir [71] consiste à mettre des lampes solaires artificielles. Dans notre cas, on va imposer le même flux.

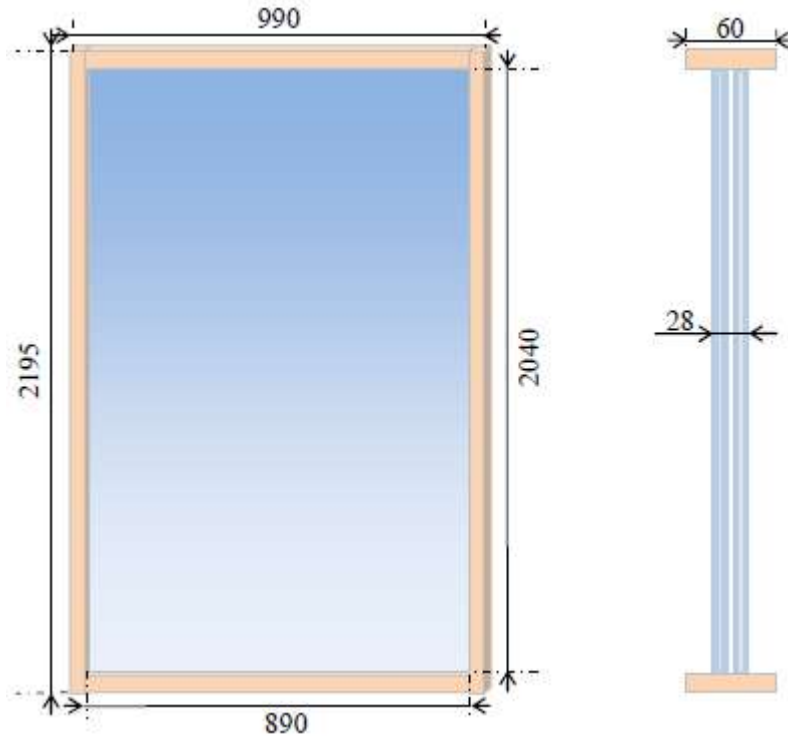
(a)



(b)



(c)



(d)

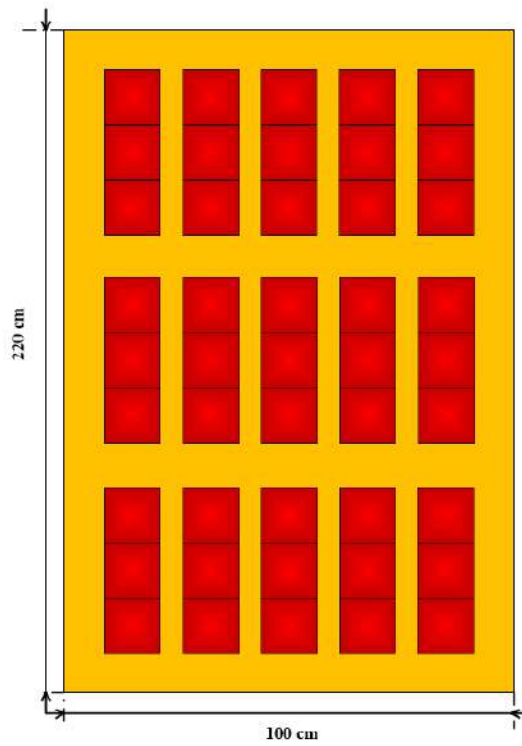


Figure IV. 13 : (a) Shématisation des cellules et murs (b) Isolant, (c) Vitrage et (d) Mur solaire composite intégrant les 45 briquettes de MCP.

On note ici les abréviations utilisées dans la suite de notre travail :

T_{LAF} : Température de la lame d'air fermée.

Φ_{eB} et Φ_{iB} : Correspondent aux flux thermique global échangé en partie basse des cotés extérieur et intérieur du mur à MCP.

Φ_{eM} et Φ_{iM} : Correspondent aux flux thermique global échangé à mi-hauteur des cotés extérieur et intérieur du mur à MCP.

Φ_{eH} et Φ_{iH} : Correspondent aux flux thermique global échangé en partie haute des cotés extérieur et intérieur du mur à MCP.

T_{eB} et T_{iB} : Correspondent aux températures mesurées des cotés extérieur et intérieur du mur intégrant des MCP en partie basse.

T_{eM} et T_{iM} : Correspondent aux températures mesurées des cotés extérieur et intérieur du mur intégrant des MCP à mi-hauteur.

T_{eH} et T_{iH} : Correspondent aux températures mesurées des cotés extérieur et intérieur du mur intégrant des MCP en partie haute.

T_{oh} : Température du fluide à l'ouïe haute.

T_{ob} : Température du fluide à l'ouïe basse.

IV.3.2. Etude numérique

Les paramètres de la simulation sont présentés dans le Tableau IV.4.

Paramètres	Détails	
	Dimensions	3D
	Temps	Transitoire
Solver	Champs d'écoulement	Laminaire
	Rayonnement solaire	Modèle de rayonnement solaire
	Fusion/solidification	Paramètres de changement de phase
Propriétés des matériaux	Solide	MCP 27, verre, bois et laine minérale
	Fluide	Air
Condition de fonctionnement	Gravité	z-Axis (Négative)
Initialisation de la solution	Pas de temps	0,5 s
	Durée de la résolution continue du champ d'écoulement	6 s
	Intervalle du temps	60 s

Tableau IV. 4 : Paramètres de fonctionnement pour le cas du mur intégrant des MCP.

Dans cette partie, nous supposons que l'écoulement est incompressible, laminaire et instationnaire. L'heure de démarrage de la simulation est de 4 h du matin et sa fin est fixée à minuit. Le rayonnement solaire est modélisé par le traçage des rayons solaires du logiciel (ASHRAE Handbook). La température initiale des composants solides est imposée à 26 °C. De plus, trois lampes solaires d'une puissance de 2000 W ont été placées devant le vitrage. Les coefficients de transfert convectif à l'extérieur et à l'intérieur du mur sont respectivement de 25 W/m².K et de 8 W/m².K. La température du liquidus est de 27 °C et du solidus de 24 °C. Nous avons considéré un maillage uniforme 90 × 140 × 37.

IV.3.3. Résultats obtenus

Dans cette partie, nous présentons les résultats obtenus en comparant les différents paramètres du modèle numérique à ceux obtenus expérimentalement par Zohir [71]. Dans le

calcul numérique, on a imposé le même flux solaire que celui obtenu lors de l'expérience. La Figure IV.14 montre le rayonnement solaire inséré pour le 06 Mai pour une période de 24h.

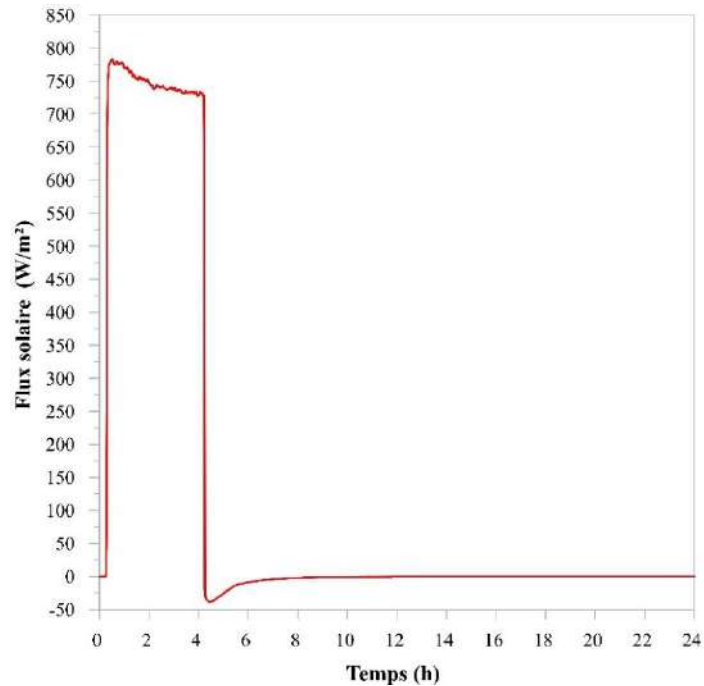


Figure IV. 14 : Rayonnement solaire inséré.

La Figure IV.15 met en évidence la température de l'air dans la lame d'air fermée. On observe que les résultats numériques obtenus corroborent à ceux obtenus expérimentalement par Zohir [71]. La température initiale de la lame d'air fermée est de 21 °C et quand le rayonnement solaire augmente jusqu'à 775 W/m², la température de l'air dans la lame d'air augmente aussi jusqu'à atteindre une température d'environ 64 °C.

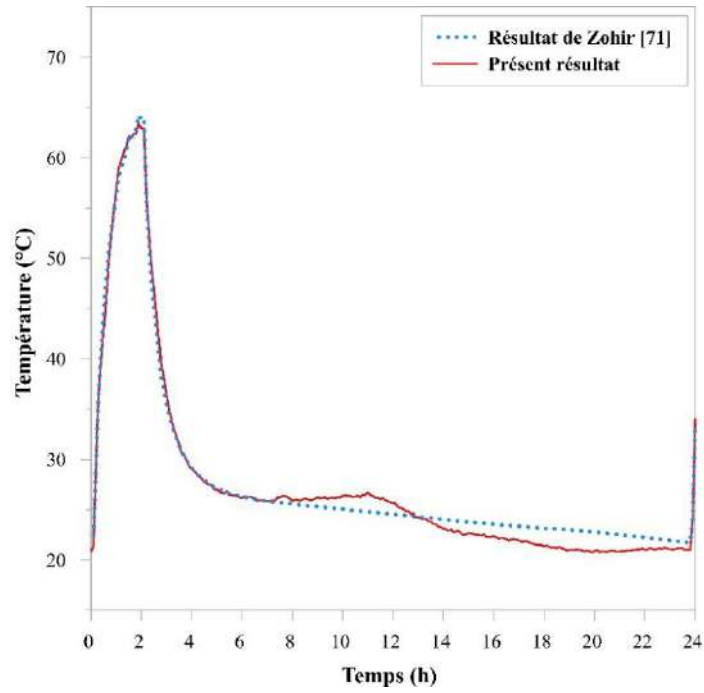


Figure IV. 15: Variation de la température de la lame d'air fermée (T_{LAF}).

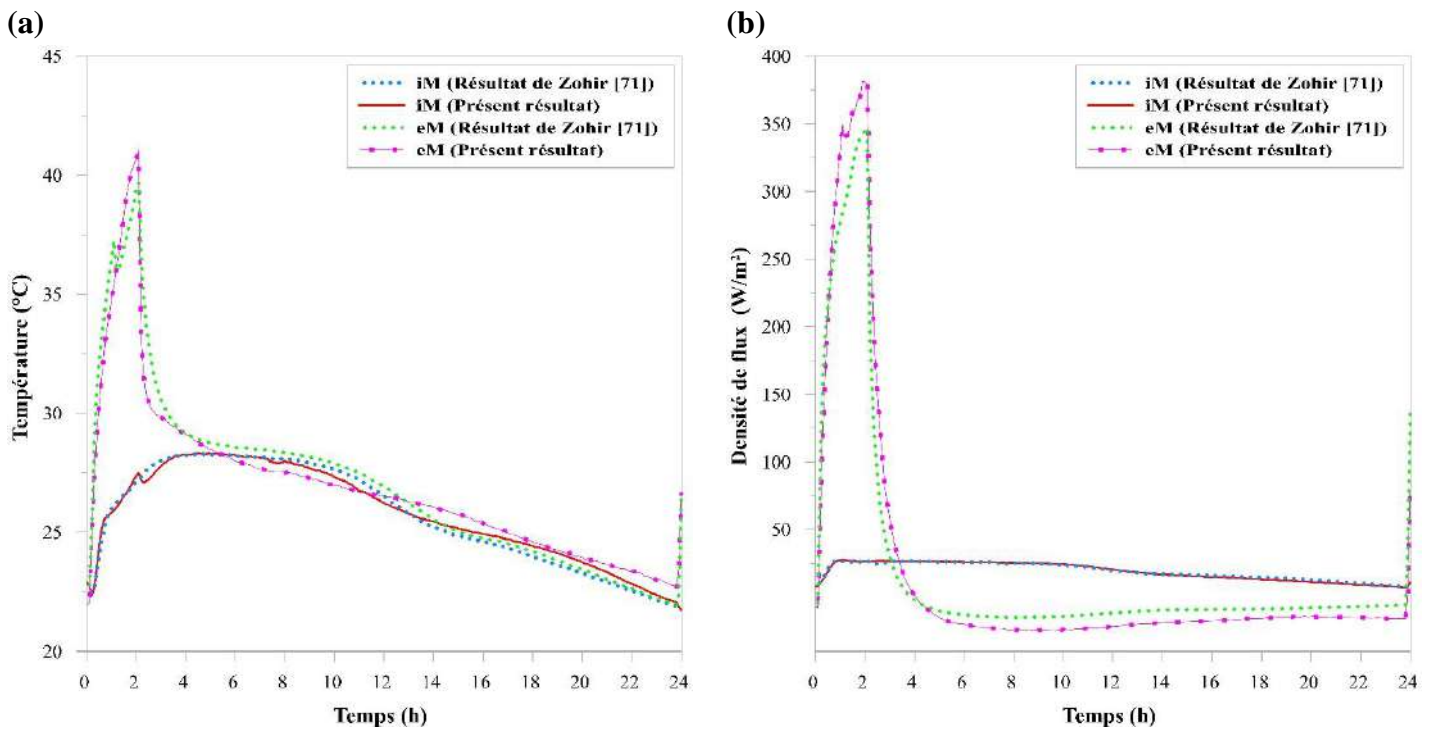


Figure IV. 16: (a) Variation de la température sur les faces extérieure (T_{eM}) et intérieure (T_{iM}) du mur à MCP et (b) Variation du flux sur les faces extérieure (ϕ_{eM}) et intérieure (ϕ_{iM}) du mur à MCP.

Les Figures IV.16-18 présentent les températures et les flux mesurés sur les deux faces du mur à MCP pour chaque niveau (bas, moyen et haut). La comparaison entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux montre un bon accord pour les trois figures présentées, ce qui nous permet d'affirmer que la procédure numérique établie à partir du logiciel scSTREAM fournit des résultats satisfaisants.

On constate que les flux qui représentent les positions basse, moyenne et haute du mur sont stratifiés en fonction de la hauteur. Lors de la période de charge (allumage des lampes), la température et la quantité de chaleur stockée augmentent. De plus, pendant cette période, l'air qui est plus chaud que la paroi chauffe les briquettes de MCP par convection. De ce fait, l'échange convectif augmente en fonction de la différence de température qui elle-même augmente en fonction des différentes hauteurs des briquettes. On remarque aussi qu'il y a une différence entre la température des faces extérieure et intérieure du mur à MCP. La température de la face intérieure monte lentement par rapport à la face extérieure et on note une différence de 15 °C entre eux. Ceci prouve qu'il n'y aura pas un risque de surchauffe à l'intérieur du local. La paroi chauffe l'air par déstockage de la chaleur emmagasinée pendant la période de charge. Du coup, étant donné que la position est haute, le déstockage sera plus lent.

On remarque aussi que le flux échangé mesuré sur la partie supérieure est plus important (Figure IV.17 (b)) que celui mesuré sur la partie moyenne (Figure IV.16 (b)). Cela s'explique par le fait que l'air qui se situe dans la lame d'air en haut du mur est plus chaud que dans la partie basse. Lorsque le MCP est à l'état liquide, il est une source de chaleur et quand il est à l'état solide il joue le rôle d'amortisseur thermique.

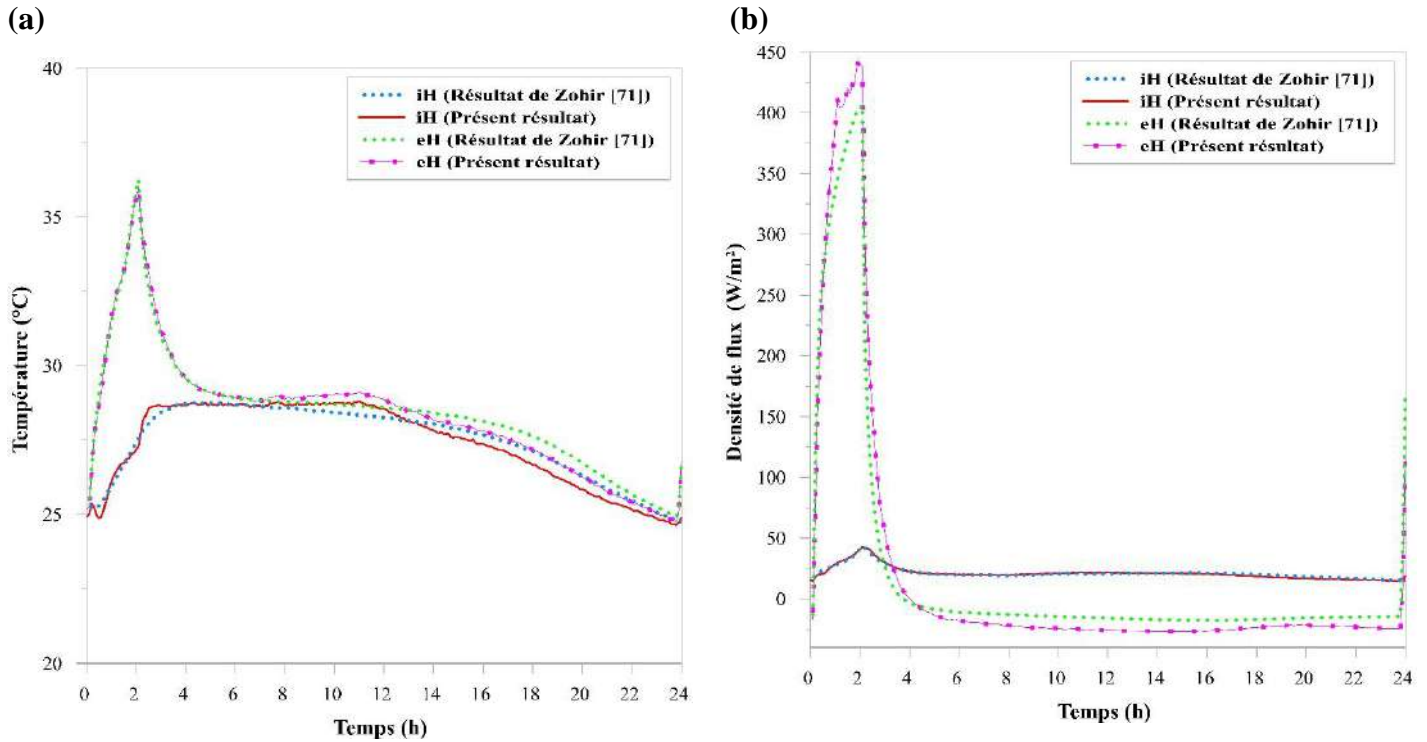


Figure IV. 17 : (a) Variation de la température sur les faces extérieure (T_{eH}) et intérieure (T_{iH}) du mur à MCP et (b) Variation du flux sur les faces extérieure (ϕ_{eH}) et intérieure (ϕ_{iH}) du mur à MCP.

Le MCP contenu dans la briquette située en partie basse (Figure IV.18) n'a pas complètement fondu et son déstockage est effectif au bout de 10 heures.

La décharge du MCP n'est pas complète étant donné que les flux sont différents de zéro. On peut dire que la quantité de chaleur stockée ou déstockée et le temps de déstockage dépendent de la durée d'allumage des lampes.

En effet, le changement de phase contribue à l'augmentation de la capacité de stockage du matériau et permet de reporter le déstockage puisque l'échange se produit sans variation évidente de température. En hiver, l'énergie solaire stockée pendant la journée sera utilisée pour préchauffer l'air pendant la nuit. En été, il est conseillé d'utiliser un système de stores afin d'éviter la surchauffe.

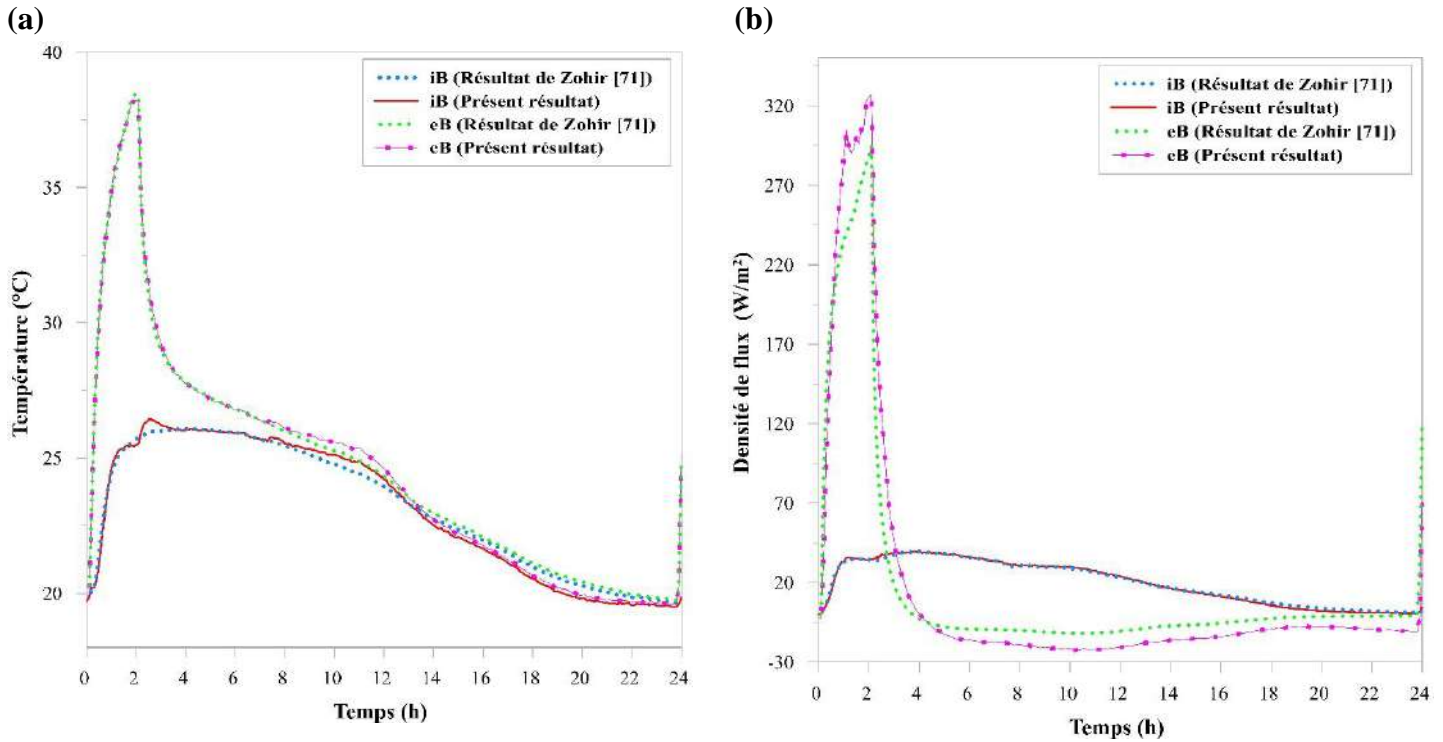


Figure IV. 18 : (a) Variation de la température sur les faces extérieure (T_{eB}) et intérieure (T_{iB}) du mur à MCP et (b) Variation du flux sur les faces extérieure (ϕ_{eB}) et intérieure (ϕ_{iB}) du mur à MCP.

La Figure IV.19 illustre une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et numériques pour la température de l'air à l'entrée et à la sortie de la lame d'air ventilée. La valeur de la température de l'air dans la partie basse est faible en le comparant à celle de la partie haute. Ceci confirme qu'il y a transmission d'apport énergétique par le mur à MCP.

Chaque brique permet de stocker une quantité de chaleur de 95,87 Wh et la chaleur transmise moyenne à l'air est de 87,88 Wh.

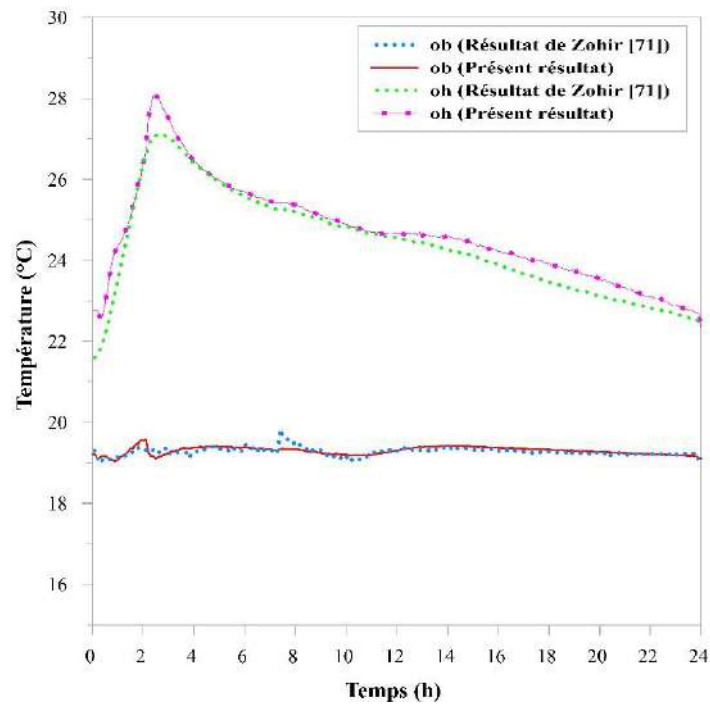


Figure IV. 19 : Variation des températures d'entrée et de sortie d'air (a) T_{ob} et (b) T_{oh} .

La Figure IV.20 présente l'évolution de la puissance récupérée par la lame d'air : elle est déterminée à partir de l'équation II.5. On peut remarquer que les deux courbes sont similaires avec un petit écart de 3,18 % puisque cette méthode est basée sur la mesure de la vitesse locale, ce qui a engendré des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques. Pour les résultats expérimentaux, on calcule un cumul de puissance récupérée de 4,92 W alors pour les résultats numériques, ce cumul est de 4,77 W.

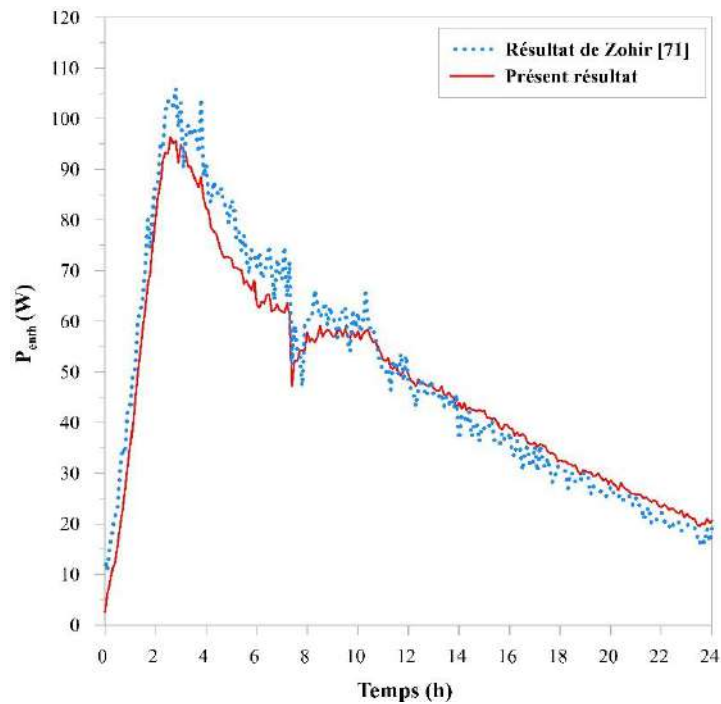


Figure IV. 20 : Puissance récupérée de la lame d'air ventilée.

IV.4. Etude paramétrique

Le système du mur composite solaire passif étudié dans la section IV.2 a été adapté dans cette partie pour étudier les influences des différents paramètres. Lorsqu'on change un de ces paramètres, les autres paramètres restent inchangés. Le Tableau IV.5 illustre les différents paramètres considérés pour cette étude.

Paramètres	Valeurs
Epaisseurs de la lame d'air fermée	5 cm
	10 cm
	15 cm
	20 cm
Epaisseurs de la lame d'air ouverte	5 cm
	10 cm
	15 cm
	20 cm

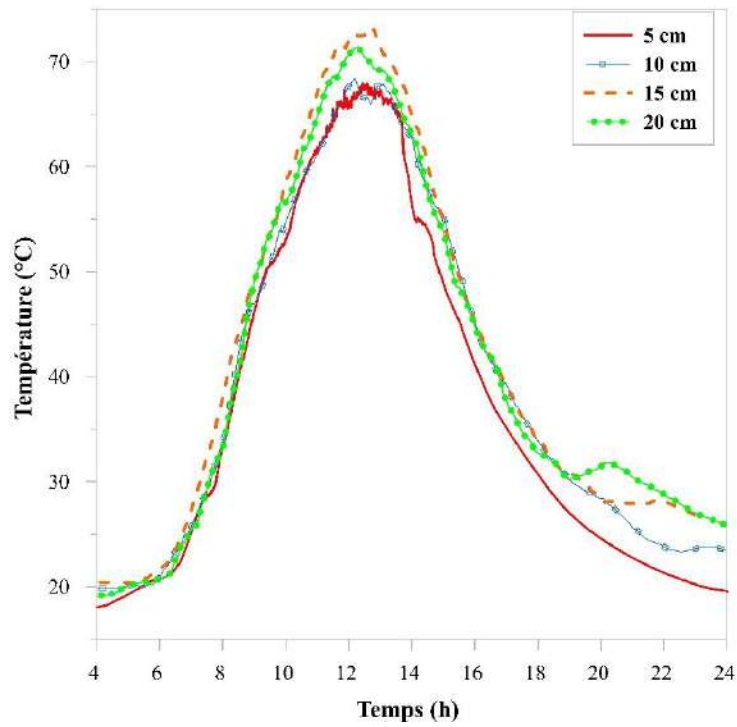
Epaisseurs du mur à MCP	1,5 cm
	2,5 cm
	5 cm
	10 cm
Matériaux	MCP 27
	MCP 21,5
	Sans MCP (béton)

Tableau IV. 5 : Cadre général de l'analyse paramétrique.

IV.4.1. Epaisseurs de la lame d'air fermée

Nous étudions dans cette partie l'effet de la variation de l'épaisseur de la lame d'air fermée ainsi que la température à l'intérieur du caisson. On rappelle que la température de fusion de la paroi stockeuse est égale à 27°C. Dans cette simulation numérique, tous les paramètres thermophysiques sont identiques mis à part l'épaisseur de la lame d'air fermée. La Figure IV.21 présente les résultats obtenus. Pour les quatre épaisseurs considérées, 5 cm (valeur de référence), 10 cm, 15 cm et 20 cm, la différence entre les résultats est presque négligeable. La température maximale à l'intérieur de la pièce est de 24,4 °C pour les deux épaisseurs 5 cm et 10 cm (Figure IV.21 (b)), l'effet est imperceptible entre ces deux cas. Selon la Figure IV.21 (a), l'effet des épaisseurs considérées dans cette étude a un impact évident sur le système de chauffage pour assurer une bonne circulation d'air à l'intérieur du caisson, tout en assurant une plus grande capacité de stockage thermique. Dans l'ensemble, une épaisseur de 5 cm est le meilleur choix.

(a)



(b)

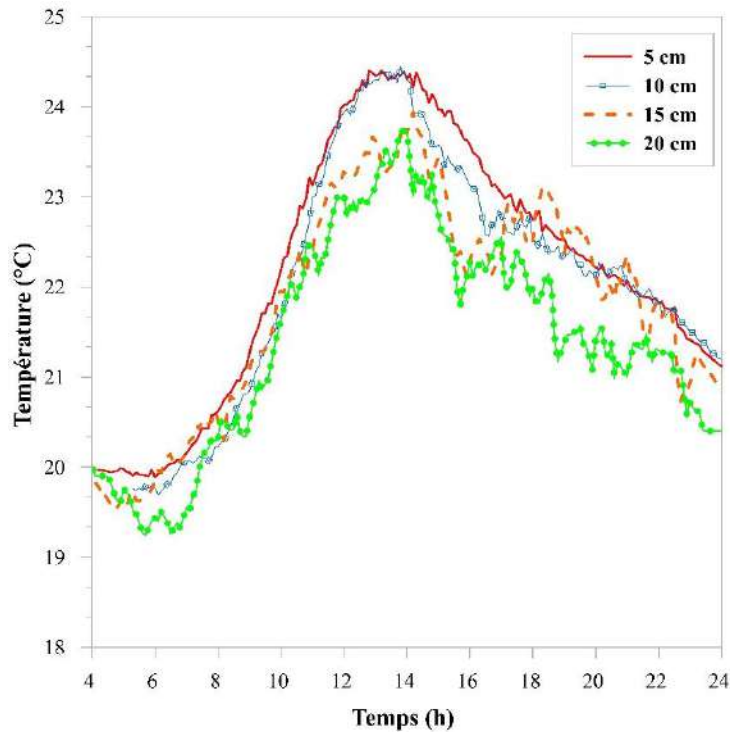


Figure IV. 21 : Evolution de la (a) température dans la lame d'air fermée et (b) de la température à l'intérieur du caisson pour différentes épaisseurs.

IV.4.2. Epaisseurs de la lame d'air ouverte

Quatre épaisseurs différentes 5 cm (valeur de référence), 10 cm, 15 cm et 20 cm sont étudiées dans cette partie. Les Figures IV.22 et 23 démontre que pour différentes épaisseurs de la lame d'air ouverte, les températures des faces extérieure et intérieure du mur à MCP et les températures au niveau d'entrée et de sortie d'air sont différentes. Dans le cas où l'épaisseur est égale à 5 cm et à 10 cm, la différence de température est faible pour la face extérieure du mur à MCP (Figure IV.22 (a)). Dans le cas où l'épaisseur est 5 cm, la température de la face intérieure du mur à MCP est la plus élevée par rapport aux autres cas alors que la différence de température entre les trois épaisseurs testées est presque la même (Figure IV.22 (b)).

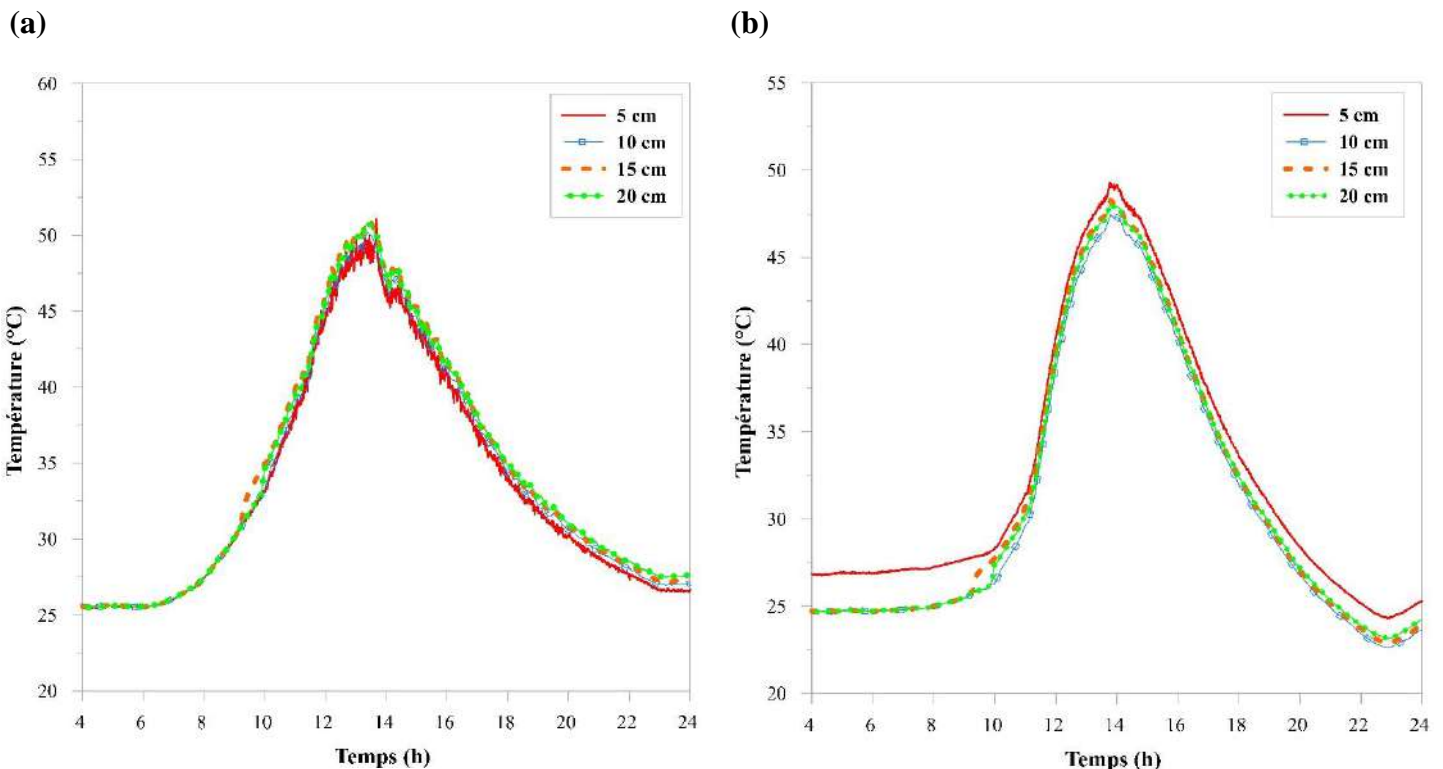


Figure IV. 22 : Variation de la température sur (a) la face extérieure du mur à MCP (T_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (T_{iM}) pour différentes épaisseurs de la lame d'air ouverte.

La Figure IV.23 montre que la température d'entrée et de sortie de l'air pour l'épaisseur 20 cm est plus basse que celle des autres cas. En effet, lorsque l'épaisseur de la lame d'air ouverte est importante, une quantité d'air, et donc de chaleur, plus importante se dissipe dans l'air environnant depuis la face extérieure du mur à MCP et, par suite, la température maximale du mur à MCP diminue. L'épaisseur a donc une influence sur le système. Il semble que l'épaisseur

de la lame d'air ouverte de 5 cm soit le meilleur choix. De plus, cette épaisseur permet d'économiser de l'espace.

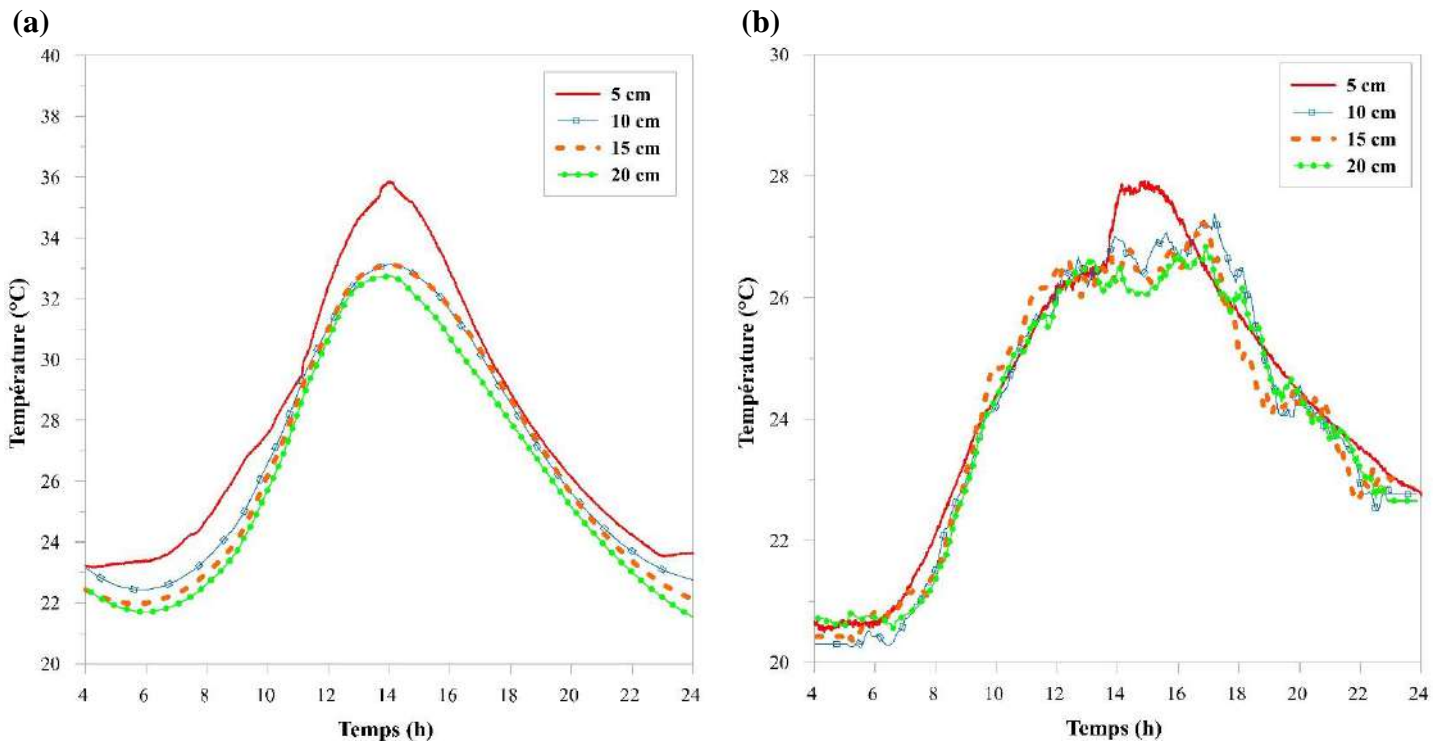


Figure IV. 23 : Variation des températures d'entrée et de sortie d'air (a) T_{oh} et (b) T_{ob} pour différentes épaisseurs de la lame d'air ouverte.

IV.4.3. Epaisseurs du mur à MCP

Pour étudier l'effet de l'épaisseur du mur à MCP sur la performance thermique, quatre épaisseurs 1,5 cm, 2,5 cm (valeur de référence), 5 cm et 10 cm sont étudiées. La Figure IV.24 montre que lorsque l'épaisseur du mur à MCP augmente, les températures maximales des faces extérieure et intérieure diminuent. Cela peut s'expliquer par le fait que lorsque la paroi du mur à MCP est plus épaisse, la masse en MCP augmente, la capacité d'absorption de la chaleur s'accroît, et les températures des faces intérieure et extérieure sont plus basses pendant la journée. Cependant, pendant la nuit, lorsque la température de la paroi du mur à MCP est réduite au point de fusion, la solidification commence et la chaleur latente est libérée. Le processus exothermique se prolonge alors au fur et à mesure que la paroi du MCP s'épaissit et les températures des faces extérieure et intérieure sont alors plus élevées.

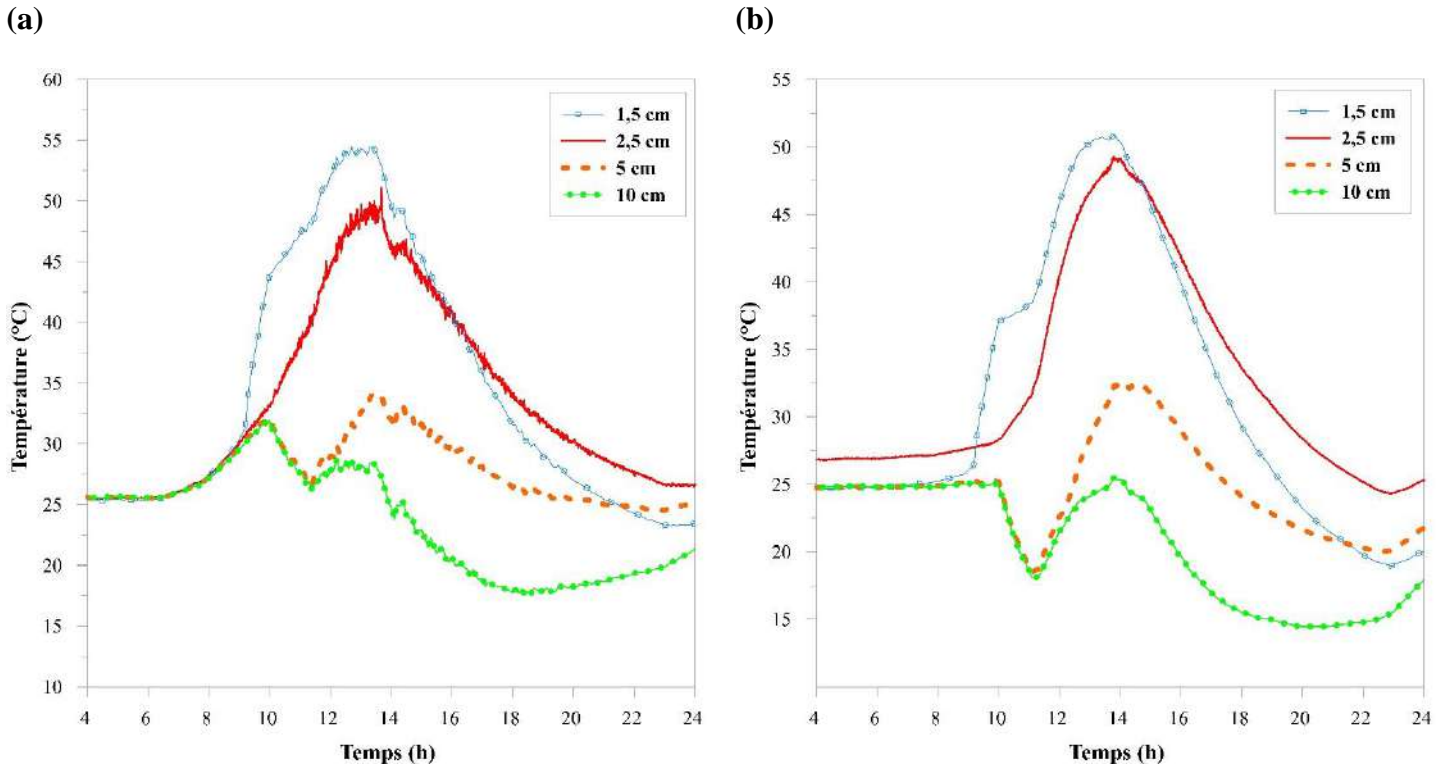


Figure IV. 24 : Variation de la température sur (a) la face extérieure du mur à MCP (T_{eM}) et (b) la face intérieure du mur à MCP (T_{iM}) pour différentes épaisseurs du mur à MCP.

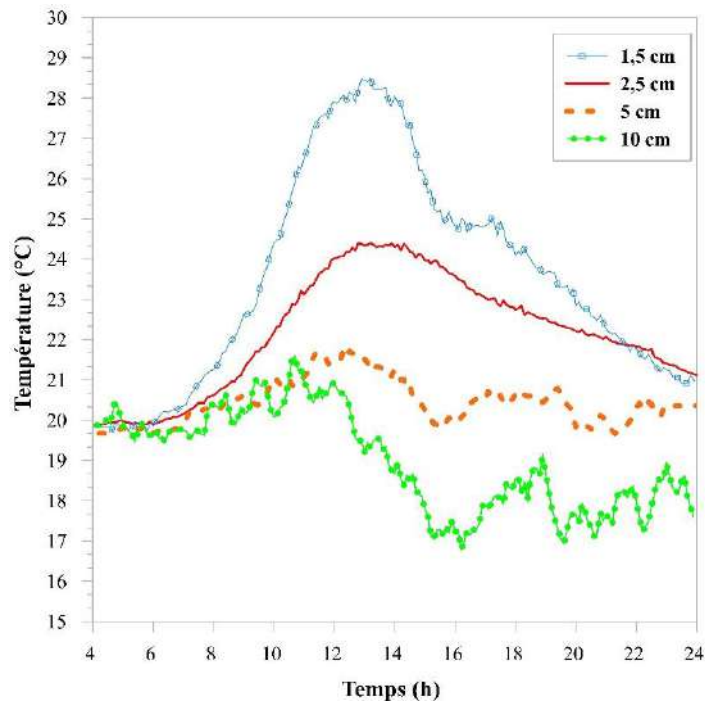


Figure IV. 25 : Variation de la température à l'intérieur du caisson pour différentes épaisseurs du mur à MCP.

La Figure IV.25 montre que pour les cas où le mur à MCP à une épaisseur de 1,5 cm, 2,5 cm, 5 cm et 10 cm, les températures maximales à l'intérieur du caisson sont 33,71 °C, 24,4 °C, 23,99 °C et 22,33 °C, respectivement. Lorsque l'épaisseur du mur à MCP est 1,5 cm, il stocke moins de chaleur pendant la journée, du coup la quantité de chaleur libérée la nuit diminue. Par conséquent, la température à l'intérieur est plus basse que pour les autres cas. De plus, si le mur à MCP est trop épais, il peut être difficile de faire fondre complètement le MCP, ce qui engendre un gaspillage de matériaux et une baisse de l'efficacité. Donc, pour que le mur à MCP puisse stocker plus d'énergie thermique, il faut que l'épaisseur du mur à MCP soit raisonnable. Parmi les quatre épaisseurs étudiées, une épaisseur de 2,5 cm est la plus raisonnable. Une épaisseur de 1,5 cm est également acceptable, mais au-delà de 5 cm d'épaisseur, il n'est pas recommandé d'en utiliser.

IV.4.4. Matériaux

Dans cette partie, on a choisi de comparer deux MCP : MCP 27 et MCP 21,5, dont la température de fusion est 27 °C et 21,5 °C, respectivement, et un mur sans MCP. Le modèle du mur sans MCP (en béton) a été simulé avec une épaisseur de 5 cm.

Les propriétés thermophysiques sont indiquées dans le Tableau IV.6.

Matériaux	T_F (°C)	Densité ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)		Chaleur spécifique ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)		Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)		Chaleur latente (kJ / kg)
		ρ_s	ρ_l	c_{ps}	c_{pl}	k_s	k_l	
MCP 27	27	1710	1530	1751,5	2225	0,577	0,813	172,42
MCP 21,5	21,5	1457	1257	2100	2510	0,44	0,18	160,6
Sans MCP	-	1800		840		1,5		-

Tableau IV. 6 : Propriétés thermophysiques des différents matériaux.

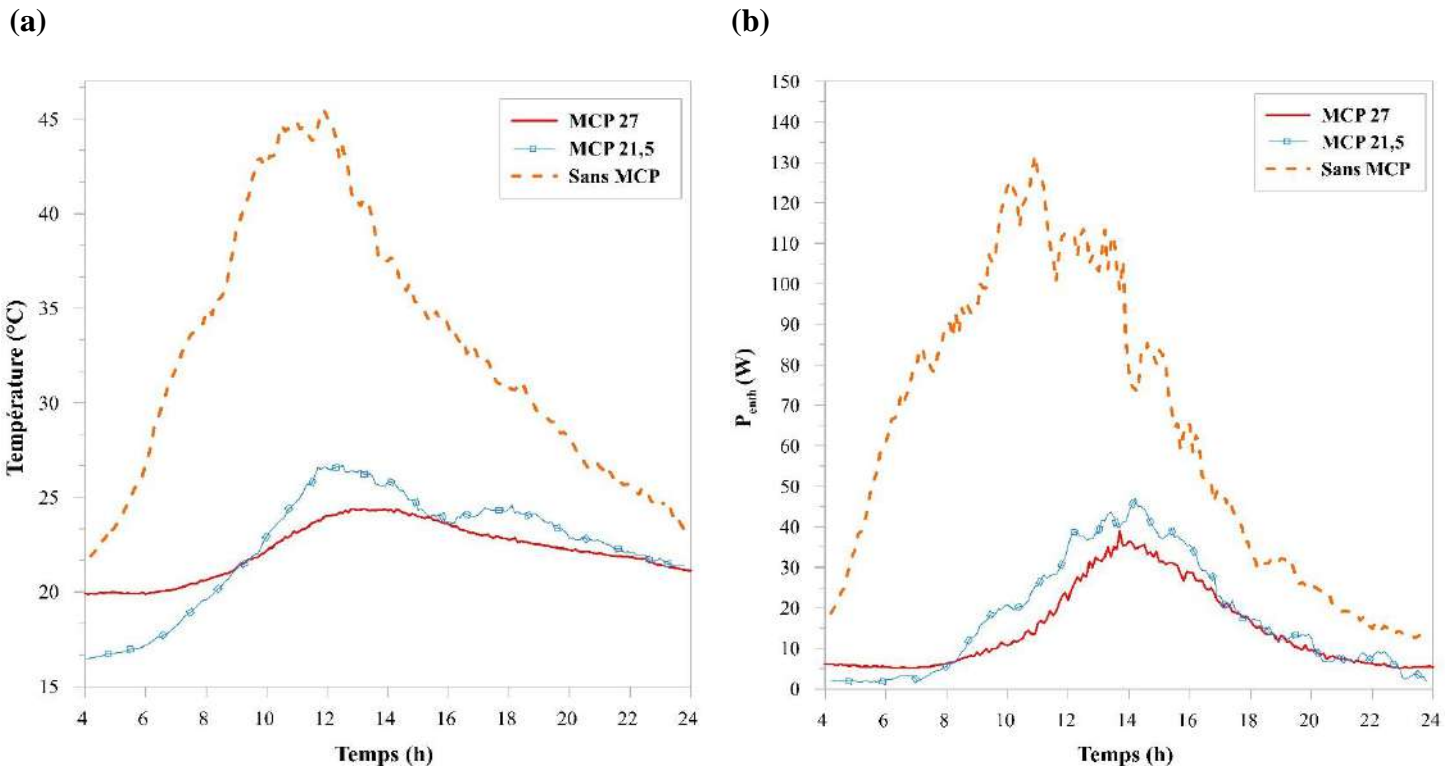


Figure IV. 26: (a) Variation de la température à l'intérieur du caisson et (b) Puissance récupérée de la lame d'air ventilée pour différents cas de matériaux.

La Figure IV.26 illustre la variation de la température à l'intérieur du caisson et la puissance récupérée de la lame d'air ventilée pour différents cas. A partir de 8h du matin, la température à l'intérieur du caisson augmente et la puissance suit cette tendance jusqu'au pic, après elle diminue. D'après la Figure IV.26 (a), on peut voir que la température maximale à l'intérieur du caisson pour le MCP 27, MCP 21,5 et sans MCP est de 24,4 °C, 31,84 °C et 55,3 °C, respectivement. La puissance maximale récupérée de la lame d'air ventilée est de 39,1 W, 53,3 W et 147,2 W. On observe que le mur intégrant des MCP conserve une meilleure inertie thermique pendant de plus longues périodes et s'avère plus stable thermiquement que le mur sans MCP. Cela prouve que l'utilisation des MCP joue un rôle critique dans le maintien des températures de confort humain.

IV.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons comparé les résultats numériques et expérimentaux de deux cas de mur intégrant des MCP. Le premier cas a considéré un mur solaire contenant des MCP 27 placé dans une cellule test à échelle réduite et qui a été soumis à des excitations réelles. Le second cas a envisagé l'utilisation d'une source artificielle de rayonnement pour chauffer le mur. Les deux cas envisagés permettent de conclure que le mur à MCP permet de stocker de grandes quantités d'énergie en raison de sa chaleur latente de fusion élevée. La température de fusion du MCP 27 a un effet favorable sur les performances du mur : avec une température de fusion plus élevée, l'efficacité de récupération de la chaleur s'améliore. La seconde partie de ce chapitre comporte une étude paramétrique et les influences de certains paramètres du système ont été analysées. Il a été démontré que pour assurer une bonne circulation de l'air à l'intérieur du caisson et une plus grande capacité de stockage thermique, une épaisseur de 5 cm pour la lame d'air fermée est le meilleur choix. De plus, l'épaisseur de la lame d'air ouverte a également une influence sur les résultats ; une épaisseur de la lame d'air ouverte de 5 cm semble être le meilleur choix pour le cas étudié. L'influence des épaisseurs du mur à MCP (1,5 cm, 2,5 cm, 5 cm et 10 cm) est aussi étudiée. Il a été prouvé que si le mur à MCP est trop épais, il est alors difficile de faire fondre complètement le MCP, ce qui engendre un gaspillage de matériaux et une baisse de l'efficacité. Par conséquent, pour que le mur à MCP puisse stocker plus d'énergie thermique, il faut que l'épaisseur du mur à MCP soit raisonnable. Dans notre cas, une épaisseur de 2,5 cm est la plus raisonnable à utiliser ; une épaisseur de 1,5 cm est également acceptable, mais au-delà de 5 cm d'épaisseur, il n'est pas recommandé d'en utiliser. Parmi les derniers paramètres qu'on a étudiés, il y a aussi les matériaux. L'étude a montré que ce paramètre influence les performances thermiques. Une conception et un contrôle adéquats sont nécessaires pour atténuer les pertes de chaleur et assurer une bonne performance thermique.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le travail de thèse présenté dans ce mémoire se répartit en quatre chapitres. Son principal objectif est la modélisation et la simulation d'un mur passif contenant des Matériaux à Changement de Phase (MCP). Le premier chapitre a été consacré à l'étude bibliographique sur les différents systèmes solaires, les MCP et leurs applications dans l'habitat.

A l'issue de cette revue bibliographique, nous nous sommes intéressés à la modélisation du mur Trombe passif sans l'intégration des MCP à l'intérieur d'une salle d'essai. L'étude numérique réalisée dans ce travail est basée sur trois cas. Les résultats obtenus ont permis de connaître l'importance de l'intégration du mur Trombe. Dans un second temps, nous avons considéré l'utilisation d'un isolant pour la période de chauffage afin de voir son effet. D'après les résultats, il s'est avéré que l'utilisation de l'isolant pouvait offrir une meilleure performance thermique et la comparaison des deux systèmes de murs Trombes (avec et sans isolant) montre que les flux conductifs et convectifs sont plus prononcés avec la conception ayant un isolant. La troisième partie de ce chapitre a été consacrée à l'analyse des différents paramètres affectant le comportement du mur Trombe. Les résultats montrent qu'un mur de masse dont l'épaisseur est trop fine provoquera des variations excessives de température alors qu'un mur de grande masse sera coûteux à construire et prendra plus de temps pour diffuser la chaleur à l'intérieur de la pièce. Pour l'épaisseur de la lame d'air, la meilleure performance thermique est obtenue avec une lame d'air de 10 cm d'épaisseur. Le dernier paramètre étudié est la dimension des ouïes, puisque leur diminution et augmentation affectent les performances du mur Trombe.

La troisième partie de cette thèse avait pour objectif de connaître les mécanismes de transfert de chaleur dans les phases solide et liquide d'un MCP et d'étudier le processus de solidification-fusion. De ce fait, un récapitulatif des différentes méthodes de résolution numérique présentées dans la littérature a été présenté et une résolution en cas 2D pour le problème de changement de phase a été envisagée. Notre modèle a été validé à travers des résultats numériques et expérimentaux disponibles dans la littérature.

Enfin, la dernière partie traite le comportement thermique des Matériaux à Changement de Phase (MCP 27) conditionnés dans des briquettes dans un mur solaire composite. Deux cas ont été envisagés. Dans un premier temps, on a considéré un mur solaire contenant des

MCP 27 placés dans une cellule test à échelle réduite qui a été soumise à des excitations réelles. Le second cas a envisagé l'utilisation d'une source artificielle de rayonnement pour chauffer le mur. Les résultats montrent que le mur à MCP permet de stocker de grandes quantités d'énergie en raison de la chaleur latente de fusion élevée et sa température de fusion a un effet favorable sur les performances du mur. La dernière partie de ce chapitre a été consacrée à une étude paramétrique. Parmi les paramètres étudiés, l'épaisseur de la lame d'air fermée, l'épaisseur de la lame ouverte, l'épaisseur du mur à MCP et les différents matériaux du mur ont été considérés. A partir des résultats obtenus, nous pouvons conclure que ces paramètres ont une influence importante sur les performances du système. Au niveau de l'épaisseur de la lame d'air fermée, une épaisseur de 5 cm semble être le meilleur choix pour assurer une bonne circulation d'air à l'intérieur du caisson et pour assurer une plus grande capacité de stockage thermique. Au niveau de l'épaisseur de la lame d'air ouverte, une épaisseur de 5 cm est le meilleur choix pour le cas étudié. Au niveau de l'épaisseur du mur à MCP, l'étude a montré que si le mur à MCP est trop épais, il est alors difficile de faire fondre complètement le MCP, ce qui engendre un gaspillage de matériaux et une baisse de l'efficacité. Donc, pour que le mur à MCP puisse mieux stocker l'énergie, il faut que l'épaisseur du mur à MCP soit raisonnable. Une épaisseur comprise entre 1,5 cm et 2,5 cm est raisonnable et au-delà de 5 cm d'épaisseur, il n'est pas recommandé d'en utiliser. Le dernier paramètre étudié prouve que le type de matériau utilisé influence les performances thermiques. Pour une meilleure intégration dans l'habitat, il faut tester le comportement du mur sur de nombreux cycles pour voir si le MCP conserve toutes ses propriétés.

Comme perspective à ce travail, d'autres facteurs restent à explorer afin d'en évaluer l'influence. Parmi ces facteurs, on peut notamment imaginer trouver un autre mode de conditionnement des briquettes afin de maximiser leur échange avec la lame d'air. On peut aussi envisager de réduire les déperditions thermiques en renforçant l'étanchéité et en développant des MCP capables de conserver leurs propriétés sur de nombreux cycles. Enfin, pour une meilleure intégration dans l'habitat, il faut tester expérimentalement le comportement du mur sur de nombreux cycles pour voir si le MCP conserve toutes ses propriétés.

Références bibliographiques

- [1] Akrouche Amina : Etude de stockage et déstockage d'énergie dans un matériau à changement de phase. Mémoire de Magister, Université M'Hamed Bougara, Boumerdes, Ecole des Mines de Nantes, France, 2011.
- [2] Atul Sharma, V.V.Tyagi, C.R.Chen, D.Buddhi : Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.13, pp. 318-345, 2009.
- [3] Laghzaoui Amine, Perrhossaini Donia : Stockage de chaleur : Energie solaire et autres applications. Etude bibliographique. Ecole de mines de Douai.
- [4] Hongois Stéphanie. Stockage de chaleur inter-saisonnier par voie thermo-chimique pour le chauffage solaire de la maison individuelle. Thèse de doctorat, 2011. INSA de Lyon, France.
- [5] Maha Ahmad : Nouveaux composants actifs pour la gestion énergétique de l'enveloppe légère des bâtiments. Thèse de Doctorat en Mécanique-Energétique, Université Joseph Fourier, Grenoble 1, 2004.
- [6] Jean-Pierre Dumas. Stockage du froid par chaleur latente. Technique de l'ingénieur, 10 Juillet 2002.
- [7] Guichard Stéphane : Contribution à l'Etude des Parois Complexes intégrant des Matériaux à Changement de Phase : Modélisation, Expérimentation et Evaluation de la performance énergétique globale. Thèse de doctorat, 2013. Université de La Réunion, France.
- [8] Ghedamsi Rébha : Elaboration d'un matériau de construction en vue de l'isolation thermique des bâtiments. Mémoire de Magister. Université Kasdi Merbah Ouargla, 2013.
- [9] Kinga Pielichowska, Krzysztof Pielichowski : Phase change materials for thermal energy storage, Progress in Materials Science, Vol 65, pp 67-123,2014
- [10] Syukri Himran, Aryadi Suwono : Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium, Energy Sources, Vol 16, no.1, pp 117-128, Jan.1994.
- [11] M. Hadjieva, St. Kanev and J. Argirov : Thermophysical properties of some paraffins applicable to thermal energy storage, Solar Energy Materials and Solar Cells, Vol 27, pp 181-187, 1992.

- [12] Cemil Alkan : Enthalpy of melting and solidification of sulfonated paraffins as phase change materials for thermal energy storage, *Thermochimica Acta*, Vol 451, pp 126-130, 2006.
- [13] S.M. Hasnain : Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I : heat storage materials and techniques. *Energy Conversion and Management*, Vol 39, pp 1127-1138,1998.
- [14] Manish K. Rathod, Jyotirmay Banerjee : Thermal stability of phase change materials uses in latent heat energy storage systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.18, pp. 246-258, 2013.
- [15] Serge Blaise EKOMY ANGO : Contribution au stockage d'énergie thermique au bâtiment : développement d'un système actif à matériaux à changement de phase. Thèse de doctorat, 2011. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.
- [16] Adèle SOUPART-CARON : Stockage de chaleur dans les Matériaux à Changement de phase. Thèse de doctorat, 2015. Université de Grenoble ALPES.
- [17] A.A. El-Sebaï, S. Al-Heniti, F. Al-Agel, A.A. Al-Ghamdi, F. Al-Marzouki : One thousand thermal cycles of magnesium chloride hexahydrate as a promising PCM for indoor solar cooking, *Energy Conversion and Management*, Vol 52, pp. 1771-1777, 2011.
- [18] Mohammed M. Farid, Amar M. Khudhair, Siddique Ali K. Razack, Said Al-Hallaj : A review on phase change energy storage: materials and applications. *Energy Conversion and Management*, Vol 45, pp. 1597-1615,2004.
- [19] Murat M. Kenisarin : High-temperature phase change materials for thermal energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.14, pp. 955-970, 2010.
- [20] Haoshan Ge, Haiyan Li, Shengfu Mei, Jing Liu : Low melting point liquid metal as a new class of phase change material : An emerging frontier in energy area. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol 21, pp.331-346, 2013.
- [21] Harald Mehling, Luisa F. Cabeza : *Heat and Cold storage with PCM*, 2008.
- [22] Ming Liu, Wasim Saman, Frank Bruno: Review on Storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 2118-2132, 2012.
- [23] SB scibus PCM EEN dossier rédigé par Salvatrice BUFALINO.
- [24] Hussein Akeiber, Payam Nejat, Muhd Zaimi Abd.Majid, Mazlan A. Wahid, Fatemeh Jomehzadeh, Iman Zeynali Famileh, John Kaiser Calautit, Ben Richard Hughes, Sheikh Ahmad Zaki : A review on phase change material (PCM) for sustainable passive cooling in building envelopes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.60, pp. 1470-1497, 2016.

- [25] Adem Gharssallaoui, Gaëlle Roudaut, Odile Chambin, Andrée Voilley, Rémi Saurel : Applicatons of spray-drying in microencapsulation of food ingredients : An overview. *Food Research International*, Vol 40, pp 1107-1121, 2007.
- [26] Malgorzata Jurkowska, Ireneusz Szczygiel : Review on properties of microencapsulated phase change materials slurries (mPCMS). *Applied Thermal Engineering*, Vol 98, pp 365-373, 2016.
- [27] Jessica Giro-Paloma, Mònica Martínez, Luisa F.Cabeza, A. Inés Fernández : Types, methods, techniques, and applications for microencapsulalted phase change materials (MPCM) : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 53, pp 1059-1075, 2016.
- [28] L.F. Cabeza, A.Castell, C.Barreneche, A. de Gracia, A.I.Fernandez : Materials used as PCM in thermal energy storage in building : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 15, pp. 1675-1695, 2011.
- [29] Drissi Sarra. Développement de nouveaux bétons "accumulateurs d'énergie" : Investigations expérimentale, probabiliste et numérique du comportement thermique. Thèse de doctorat, 2012. Université de Tunis El Manar et université Paris-EST.
- [30] Sahar Ben Romdhane, Amani Amamou, Rim Ben Khalifa, Nejla Mahjoub Said, Zohir Younsi, Abdelmajid Jemni : A review on thermal energy storage using phase change materials in passive building applications. *Journal of Building Engineering*, Vol 32, pp 101563, 2020.
- [31] Na Zhu, Zhenjun Ma, Shengwei Wang : Dynamic characteristics and energy performance of buildings using phase change materials : A review. *Energy Conversion and Management*, Vol 50, pp, 3169-3181, 2009.
- [32] Peter Riederer et Orlando Catarina : Comparaison internationale Bâtiment et énergie, C7- Stockage de chaleur, ADEME-PUCA-CSTB C153, 2007.
- [33] A.K. Athienitis, C. Liu, D. Hawes, D. Banu, D. Feldman : Investigation of the Thermal Performance of a Passive Solar Test- Room with Wall Latent Heat Storage, *Building and Environment*. Vol 32 (5), pp. 10 -405, 1997.
- [34] Bourdeau L.E. : Study of two passive solar systems containing phase change materials for thermal storage. In: Hayes J, Snyder R, editors. *Proceedings of the fifth national passive solar conference*, 19-26 October, Amherst. Newark, DE: American Solar Energy Society: 1980, p. 297-301.
- [35] Swet C.J. : Phase change storage in passive solar architecture. In: *Proceedings of the fifth national passive solar conference*, Amherst, MA, 1980, p.282-6.

- [36] A.A. Ghoneim, S.A. Klein, et J.A. Duffie : Analysis of collector-storage building walls using phase-change materials. *Solar energy*, Vol. 47, pp. 237-242, 1991.
- [37] S. Chandra, R. Kumar, S. Kaushik and S. Kaul: Thermal performance of a non-air-conditioned building with PCCM thermal storage wall. *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 25 (1), pp. 15-20, 1985.
- [38] T. R. Knowler: Proportioning composites for efficient thermal storage walls. *Solar Energy*, Vol.31 (3), pp. 319-326, 1983.
- [39] J.K. Kissock, J.M. Hannig, T.I. Whitney and M.L. Drake: Early results from testing phase change wallboard, IEA annex 10. Phase change materials and chemical reactions for thermal energy storage first workshop, 16- 17 April 1998.
- [40] J.R. Turnpenny, D.W. Etheridge, D.A. Reay : Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings. Part I : testing and theoretical modelling. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 1019-1037, 2000.
- [41] Takeshi KONDO, Tadahiko IBAMOTO, Yuji TSUBOTA and Motoyasu KAMATA: Research on the thermal storage of PCM (phase change material) Wallboard, Department of Architecture, Faculty of Engineering, KANAGAWA University, Japan.
- [42] Kang Yanbing, Jiang Yi, Zhang Yinping : Modeling and Experimental study on an innovative passive cooling system-NVP system. *Energy and Buildings*, Vol. 35, pp. 417-425, 2003.
- [43] Belén Zalba, José M. Marin, Luisa F. Cabeza, Harald Mehling : Free-cooling of buildings with phase change materials. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 839-849, 2004.
- [44] S. Takeda, K. Nagano, T. Mochida, K. Shimakura : Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material. *Solar energy*, Vol. 77, pp. 329-338, 2004.
- [45] K. Nagano, S. Takeda, T. Mochida, K. Shimakura : Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 2131-2144, 2004.
- [46] José M. Marin, Belen Zalba, Luisa F. Cabeza, Harald Mehling : Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin-graphite composite. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 2561-2570, 2005.
- [47] Lv Shilei, Zhu Neng, Feng Guohui : Impact of phase change wall room on indoor thermal environment in winter. *Energy and Buildings*. Vol. 38, pp 18-27, 2006.
- [48] K. Nagano, S. Takeda, T. Mochida, K. Shimakura, T. Nakamura : Study of a floor supply air conditioning system using granular phase change material to augment building mass thermal

storage-Heat reponse in small scale experiments. *Energy and buildings*, Vol.38, pp. 436-446, 2006.

[49] C. Arkar, S. Medved : Free cooling of a building using PCM heat storage integrates into the ventilation system. *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 1078-1087, 2007.

[50] Mirosław Zukowski : Experimental study of short term thermal energy storage unit based on enclosed phase change material in polyethylene film bag. *Energy Conversion and Management*. Vol. 48, pp. 166-173, 2007.

[51] Kunping Lin, Yinping Zhang, Hongfa Di, Rui Yang : Study of an electrical heating system with ductless air supply and shape –stabilized PCM for thermal storage. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2016-2024, 2007.

[52] A. Pasupathy, R. Velraj : Effect of double layer phase change material in building roof for year round thermal management. *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 193-203, 2008.

[53] Saso Medved, Ciril Arkar : Correlation between the local climate and the free-cooling potential of latent heat storage. *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 429-437, 2008.

[54] Ana Lazaro, Pablo Dolado, Jose M. Marin, Belen Zalba : PCM- air heat exchangers for free-cooling applications in buildings : Experimental results of two-scale prototypes. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 439-443, 2009.

[55] Ana Lazaro, Pablo Dolado, Jose M. Marin, Belen Zalba : PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings : Empirical model and application to design. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 444-449, 2009.

[56] L. Royon, A. Bontemps, H. Salle et K. Johannes : Transfert de chaleur dans une brique contenant un matériau à changement de phase, SFT 2009, pp. 835-840.

[57] Vincenc Butala, Uros Stritih : Experimental investigation of PCM cold storage : *Energy and Building*, Vol. 41, pp. 354-359, 2009.

[58] Frédéric Kuznik, Joseph Virgone, Jean Noel, Raymond Reisdorf : Compréhension des effets de l'inertie thermique : cas des parois contenant des matériaux de phase (MCP). Centre de Thermique de Lyon.

[59] Dariusz Heim : Isothermal storage of solar energy in building construction. *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 788-796, 2010.

[60] Isabel Ceron, Javier Neila, Mohamed Khayet : Experimental tile with phase change materials (PCM) for building use. *Energy and Buildings*. Vol 43, pp. 1869-1874, 2011.

[61] Esam M. Alawadhi, Hashem J. Alqallaf : Building roof with conical holes containing PCM to reduce the cooling load: Numerical study. *Energy Conversion and Management*. Vol. 52, pp. 2958-64, 2011.

- [62] Ana M. Borreguero, M. Luz Sanchez, José Luis Valverde, Manuel Carmona, Juan F. Rofriguez : Thermal testing and numerical simulation of gypsum wallboards incorporated with different PCMs content. *Applied Energy*. Vol 88, pp. 930-937, 2011.
- [63] Bogdan M. Diaconu : Thermal energy savings in buildings with PCM - enhanced envelope : Influence of occupancy pattern and ventilation. *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 101-107, 2011.
- [64] T. Karlessi, M. Santamouris, A. Synnefa, D. Assimakopoulos, P. Didaskalopoulos, K. Apostolakis : Development and testing of PCM doped cool colored coatings to mitigate urban heat island and cool buildings. *Building and Environment*, Vol. 46, pp. 570-576, 2011.
- [65] M. Santamouris, A. Synnefa, T. Karlessi : Using advanced cool materials in the urban built environment to mitigate heat islands and improve thermal comfort conditions, Vol. 85, pp. 3085-3102, 2011.
- [66] Mohammad Rostamizadeh, Mehrdad Khanlarkhani, S. Mojtaba Sadrameli : Simulation of energy storage system with phase change material (PCM). *Energy and buildings*, Vol. 49, pp. 419-422, 2012.
- [67] Necib Hichem, Settou Nourddine, Saifi Nadia, Damene Djamila : Experimental and numerical study of a usual brick filled with PCM to improve the thermal inertia of buildings. *Energy Procedia*, Vol. 36, pp. 766- 755, 2013.
- [68] S.A.M. Burek, A. Habeb : Air flow thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls. *Energy and buildings*, Vol. 39, pp. 128-135, 2007.
- [69] Paul Torcellini, Shanti Pless : *Trombe Walls in Low-energy Buildings : Practical Experiences*. Department of Energy Office of Energy Efficiency and Renewable Energy by Midwest Research Institut, Colorado, 2004.
- [70] Omidreza Saadatian, K. Sopian, C.H. Lim, Nilofar Asim, M.Y. Sulaiman : Trombe walls : A review of opportunities and challenges in research and development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 6340-6351, 2012.
- [71] Zohir Younsi : *Etude expérimentale et numérique du comportement thermique de matériaux à changement de phase. Intégration dans un composant solaire passif pour l'habitat*. Thèse de Doctorat en génie civil, Université d'Artois, faculté des sciences appliquées de Béthune, 2008.
- [72] Zohir Younsi, Laurent Zalewski, Annabelle Joulin, Stephane Lassue : *Phase Change Materials : A numerical Method for the behaviour Predictions*. *Proceedings of the Fourth International Conference on Thermal Engineering : Theory and Applications*, January 12-14, 2009.

- [73] A.G. Entrop, H.J.H. Brouwers, A.H.M.E. Reinders : Experimental research on the use of micro-encapsulated phase change materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses. *Solar energy*, Vol. 85, pp. 1007-1020, 2011.
- [74] Hami Khelifa : Etude et modélisation des performances énergétiques d'un bâtiment passif dans les milieux sahariens. Thèse de doctorat, Université des Sciences et de la technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, Faculté de Génie Mécanique, 2016.
- [75] Dan Sun, Lijiu Wang : Research on heat transfert performance of passive solar collector-storage wall system with phase change materials. *Energy and buildings*, Vol. 119, pp. 183-188, 2016.
- [76] Camila Barreneche, Lidia Navarro, Alvaro de Gracia, A. Inés Fernandez, Luisa F. Cabeza : In situ thermal and acoustic performance and environmental impact of the introduction of a shape-stabilized PCM layer for building applications. *Renewable Energy*, Vol. 85, pp. 281-286, 2016.
- [77] Cheikh Seck : Analyse et modélisation du comportement thermique d'un système de préchauffage d'air neuf pour l'habitat, intégrant un matériau à changement de phase, thèse de doctorat, Université d'Artois, Faculté des sciences appliquées de Bethune.
- [78] Marwa Dabaieh, Ahmed Elbably : Ventilated Trombe wall as passive solar heating and cooling retrofitting approach : a low-tech design for off-grid settlements in semi-arid climates. *Solar Energy*, Vol. 122, pp. 820-833, 2015.
- [79] Andrew Carmichael, Ryan Dyer : A Trombe Wall case study. RhinoCFD Powered by PHOENICS.
- [80] Mehran Rabani, Vali Kalantar : Numerical investigation of the heating performance of normal and new designed Trombe wall. *Heat Mass transfer*, Vol. 52, pp. 1139-1151, 2016.
- [81] Mehran Rabani, Vali Kalantar, Ali A. Dehghan, Ahmadreza K. Faghieh : Experimental study of the heating performance of a Trombe wall with a new design. *Solar Energy*, Vol. 118, pp. 359-374, 2015.
- [82] Ahmed Abdeen, Ahmed A. Serageldin, Mona G.E. Ibrahim, Abbas El-Zafarany, Shinichi Ookawara, Ryo Murata : Experimental, analytical, and numerical investigation into the feasibility of integrating a passive Trombe wall into a single room, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 154, pp. 751-768, 2019.
- [83] Software Cradle, Co. Ltd. URL <http://www.cradle-cfd.com/> (accessed 12.25.16), 2020.

- [84] ANSI/ASHRAE Standard 55-2004. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA.
- [85] Alexei Stoukov : Introduction à la mécanique des fluides numériques : Méthode "Volumes Finis". Disponible sur : <http://hmf.enseeiht.fr/coursenligne/stoukov/vf.pdf>.
- [86] Bianchi AM, Fautrelle. Y, Etay. J. 2004 : Transferts thermiques. Presses polytechniques et universitaires romandes.
- [87] Fabiano Cordeiro Cavalcanti : Caractérisation thermique de produits de l'état liquide à l'état solide. Thèse de doctorat, Université de Lyon, 2006.
- [88] J. Banaszek, R. domanski, M. Rebow, F. El-Sagier : Experimental study of solid-liquid phase change in spiral thermal energy storage unit. Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp 1253-1277, 1999.
- [89] Bourgueba Djaoued, Bekkouche Ismail : Simulation numérique du stockage de l'énergie solaire par chaleur latente. Mémoire de Magister, Université Abou Bekr Belkaid, 2013-2014.
- [90] Hunter L.W, Kuttler J.R : The enthalpy method for heat conduction problems with moving boundaries. J. Heat Transf Trans ASME 1989 ; 111:239–42.
- [91] Voller V.R : Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems. Numerical Heat Transfer Part B 1990 ; 17:155–69.
- [92] Voller V.R. and Prakash C. : A Fixed Grid Numerical Modeling Methodology for Convection-diffusion Mushy Region Phase-Change Problems. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30, pp. 1709-1719, 1987.
- [93] Voller V.R., Cross M0, Markatos N.C. : An Enthalpy Method for Convection/Diffusion Phase Change. Int. J. Num. Meth. In Eng., Vol.24, pp.271-284,1987.
- [94] Brent A.D., Voller V0R0, Reid K.J. : Enthalpy-Porosity Technique for 1modeling Convection-Diffusion Phase Change : Application to the Melting of a Pure Metal, Num. Heat Transfer, Vol. 13, pp. 297-318, 1988.
- [95] Viswanath R., Jaluria Y. : A comparison of Different Solution Methodologies for Melting and Solidification Problems in Enclosures. Num. Heat Transfer Part B, Vol. 24, pp. 77-105, 1993.

- [96] Gau C. Viskanta R. : Melting and Solidification of a Pure Metal on a Vertical Wall. J. Heat Transfer, Vol.108, pp. 174-181, 1986.
- [97] Lacroix M., Arsenault A. : Analysis of Natural Convection Melting of a Subcooled pure metal. J. Num. Heat Transfer, Part A, Vol.23, pp. 21-34, 1993.
- [98] Gong Z-X. : Time-Dependent Melting and Freezing Heat Transfer in Multiple Phase Change Materials, Thèse de Doctorat, Department of Chemical Engineering, McGill University, Canada, 1996.
- [99] Desai C.P., Vafai K. : A Unified Examination of the Melting Process Within a Two Dimensional Rectangular Cavity, J. Heat Transfer, Vol, 115, pp. 1072-1075,1993.
- [100] Hannoun N., Alexiades V., Mai T.Z. : A reference solution for phase change with convection. Int. J. Numer. Meth. Fluids DOI : 10.1002/_d.979.