



**HAL**  
open science

# Performance énergétique d'un mur solaire utilisant un stockage latent

Enghok Leang

► **To cite this version:**

Enghok Leang. Performance énergétique d'un mur solaire utilisant un stockage latent. Génie civil. Université d'Artois, 2019. Français. NNT: . tel-02889163

**HAL Id: tel-02889163**

**<https://theses.hal.science/tel-02889163v1>**

Submitted on 3 Jul 2020

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

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



UNIVERSITÉ D'ARTOIS :  
FACULTÉ DES  
SCIENCES APPLIQUÉES



**THÈSE**

POUR OBTENIR LE GRADE DE :  
**DOCTEUR**



UNIVERSITÉ D'ARTOIS

DANS LA SPÉCIALITÉ  
« SCIENCES POUR L'INGÉNIEUR »  
OPTION : GÉNIE CIVIL

PAR  
**ENGHOK LEANG**

---

**PERFORMANCE ÉNERGÉTIQUE D'UN MUR  
SOLAIRE UTILISANT UN STOCKAGE LATENT**

---

Thèse soutenue le **22 mars 2019** devant le jury composé de :

MONICA SIROUX	Professeur, Rapporteur	INSA STRASBOURG
GILLES FRAISSE	Professeur, Rapporteur	Université Savoie Mont Blanc
JEAN-JACQUES BEZIAN	Ingénieur de recherche, HDR	IMT Mines Albi
FRÉDÉRIC KUZNIK	Professeur, Président du jury	INSA de Lyon
ANNABELLE JOULIN	Maître de conférences	Université d'Artois
PIERRE TITTELEIN	Maître de Conférences, Co-encadrant	Université d'Artois
STÉPHANE LASSUE	Professeur, Co-directeur	Université d'Artois
LAURENT ZALEWSKI	Professeur, Directeur de thèse	Université d'Artois

**LABORATOIRE DE GÉNIE CIVIL ET GÉO-ENVIRONNEMENT (LGCGE)**  
UNIVERSITÉ D'ARTOIS : FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES  
62400 BÉTHUNE, FRANCE

# Remerciements

J'ai commencé ma thèse depuis le 1<sup>er</sup> octobre 2015 et je terminerai, comme prévu, le 22 mars 2019. Je tiens à remercier tout d'abord mes parents pour leurs encouragements, leurs conseils ainsi que leur admiration, ce qui a été pour moi une grande motivation. Au cours de ces trois années de thèse, de nombreuses personnes qualifiées m'ont aidé et soutenu pour avancer et surmonter toutes les difficultés. Certains m'ont énormément facilité mon intégration en France en me guidant lors de mes diverses démarches administratives de la vie quotidienne. A cette occasion, je tiens à leur exprimer toute ma gratitude, et plus particulièrement à :

**Laurent ZALEWSKI**, directeur de ma thèse, qui m'a permis de travailler avec lui dans le cadre de ce doctorat. Je tiens à lui exprimer toute ma reconnaissance pour son immense soutien, ainsi que toutes les compétences et connaissances qu'il m'a transmis au cours de ce projet.

**Stéphane LASSUE**, co-directeur de thèse, qui m'a aidé depuis le début de mon travail, en commençant par l'enseignement qu'il m'a apporté sur les transferts thermiques dans le bâtiment ; cela m'a permis de mieux comprendre des notions importantes et indispensables abordées lors de ma thèse.

**Pierre TITTELIEN**, mon co-encadrant, qui a travaillé avec moi sur le modèle numérique. Il m'a aidé et soutenu à de nombreuses reprises, pendant les moments difficiles ; son aide m'a toujours permis de progresser dans mon travail.

Je voudrais également remercier tous mes collègues qui travaillent dans le même bureau que moi depuis le début : Mariam, Amadou, Tristan, Elorn, Romain, Mostafa, Hachmi, Carolina..., qui ont pris du temps pour m'encourager et me conseiller. J'aimerais également remercier tous mes amis cambodgiens qui m'ont invité à de nombreux événements et activités, mais aussi à des voyages et des fêtes, ce qui m'a aidé à me détendre après un travail acharné.

Enfin, je voudrais remercier **Didier DEFER**, directeur du laboratoire LGCgE, de m'avoir intégré dans son équipe ; mais aussi **Pasquale MAMMONE**, le président de l'Université d'Artois qui a accepté ma candidature au contrat d'ATER pendant un an, en tant que chercheur, conférencier et professeur assistant. Je voudrais remercier **l'Université d'Artois** et **la Région des Hauts-de-France** pour avoir financé ce travail.

# Résumé

Avec la généralisation des bâtiments basse consommation, l'utilisation de murs solaires permet de couvrir une part de plus en plus importante des besoins de chauffage des bâtiments. Cependant, pour pouvoir industrialiser et étendre leur développement, il serait souhaitable de pouvoir les préfabriquer en usine afin de les poser sur chantier de la même manière qu'une menuiserie. Du fait de la nécessité de stocker et de déphaser les apports, les murs stockeurs classiques sont massifs et imposants et par conséquent limite la possibilité de préfabrication.

Dans cette thèse, l'efficacité d'un mur solaire intégrant des matériaux à changement de phase (MCP) dans la paroi stockeuse sera étudiée. Cette paroi se veut plus légère et se doit de stocker autant d'énergie qu'un mur lourd qui ne stocke lui que de l'énergie sous forme sensible du fait que cette nouvelle paroi stocke quant à elle de l'énergie sous forme sensible et latente.

Pour cela, un mur stockeur en mortier ciment intégrant des microcapsules de MCP a été fabriqué et caractérisé en utilisant des méthodes inverses. Un modèle de mur solaire composite intégrant cette paroi stockeuse a été développé et confronté aux résultats d'essais menés sur une maquette de mur à échelle réduite. Les performances de ce mur solaire intégré dans une maison individuelle ont ensuite été simulées et comparées à celles d'un mur solaire avec un stockage en béton. Les caractéristiques physiques du mur stockeur ont enfin été étudiées dans le but d'optimiser l'efficacité du mur solaire afin de diminuer les besoins de chauffage du bâtiment tout en s'intéressant aux conditions de confort des occupants.

# Abstract

With the spread of low-energy consumption in the buildings, the use of solar walls makes it possible to cover an increasingly important part of the heating demand of the buildings. However, to be able to industrialize and extend their development, it is important to be able to prefabricate them in factory in order to set them on site directly in the same way as carpentry window. Because of the need to store and delay the stored energy, conventional storage walls are massive and therefore limit the possibility of prefabrication.

In this thesis, the effectiveness of a solar wall integrating phase change materials (PCM) in the storage wall will be studied. This wall will be lighter and must store as much energy as a heavy wall that stores only sensible energy due to the fact that this new wall stores sensible and latent energy.

For this purpose, a cement mortar storage wall incorporating microcapsules of MCP was manufactured and characterized using inverse methods. A model of composite solar wall incorporating this storage wall was developed and compared to the results of experiments conducted on a small-scale wall model. The performance of this solar wall integrated into a single house was then simulated and compared to that of a solar wall with concrete storage. The physical characteristics of the storage wall were finally studied with the aim of optimizing the efficiency of the solar wall in order to reduce the heating demand of the building while taking into account the comfort conditions of the occupants.

# Table des matières

<b>Résumé</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Table des matières</b>	<b>vii</b>
<b>Table des figures</b>	<b>xiii</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>xvii</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>xxii</b>
<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>1 Étude bibliographique</b>	<b>3</b>
1.1 Mur solaire . . . . .	3
1.2 Mur Trombe composite . . . . .	6
1.2.1 L'état de l'art mur Trombe composite . . . . .	7
1.3 Le stockage de l'énergie thermique . . . . .	11
1.3.1 Stockage par chaleur sensible . . . . .	11
1.3.2 Stockage par chaleur latente . . . . .	13
1.3.3 Les matériaux à changement de phase (MCP) . . . . .	16
1.3.3.1 Matériaux à changement de phase microencapsulé . . . . .	16
1.3.3.2 Micronal <sup>®</sup> DS 5001 appliqué dans le mur solaire du bâtiment simulé . . . . .	18
1.4 Conclusion . . . . .	20
<b>2 Caractérisation thermophysique de la paroi stockeuse</b>	<b>21</b>
2.1 Paroi stockeuse . . . . .	21
2.2 Mesures expérimentales . . . . .	24

2.3	Modèle numérique de la paroi stockeuse / Utilisation du logiciel Dymola . . .	31
2.3.1	Modèle thermodynamique . . . . .	31
2.3.2	Méthode inverse et Optimisation par GenOpt sous environnement Dymola/Modelica . . . . .	34
2.4	Résultats de la caractérisation . . . . .	39
2.5	Conclusion . . . . .	41
<b>3</b>	<b>Modélisation du mur solaire composite</b>	<b>43</b>
3.1	Choix du logiciel de simulation . . . . .	44
3.1.1	Présentation du logiciel Dymola/Modelica . . . . .	45
3.1.2	Le choix de bibliothèque "Buildings" sur Dymola/Modelica . . . . .	46
3.2	Modèle physique du mur Trombe composite . . . . .	48
3.2.1	Bilan thermique sur la face externe du vitrage . . . . .	48
3.2.2	Bilan thermique sur la face interne du vitrage (lame d'air non-ventilée)	51
3.2.3	Bilan thermique dans la lame d'air ventilée . . . . .	54
3.2.4	Échanges thermiques superficiels vers l'ambiance intérieure . . . . .	57
3.3	Description de la maquette expérimentale pour la validation . . . . .	58
3.3.1	Description du système et comportement . . . . .	58
3.3.2	Données météorologiques . . . . .	59
3.3.3	Propriétés des matériaux . . . . .	65
3.3.4	Implémentation du modèle dans Dymola . . . . .	67
3.4	Résultats et discussion . . . . .	68
3.5	Conclusion . . . . .	72
<b>4</b>	<b>Simulation de l'intégration du mur solaire dans un bâtiment</b>	<b>73</b>
4.1	Modélisation de la maison test . . . . .	73
4.1.1	Description de l'enveloppe . . . . .	74
4.1.2	Modèle numérique . . . . .	76
4.1.3	Données météorologiques . . . . .	78
4.1.4	Configurations étudiées . . . . .	78
4.2	Critères d'observation des résultats . . . . .	80
4.3	Simulation du cas de base : météo Paris, consigne constante . . . . .	81
4.3.1	Configuration 1 : sans mur solaire . . . . .	81
4.3.2	Configuration 2 : mur Trombe composite sans MCP . . . . .	84
4.3.3	Configuration 3 : mur Trombe composite en MCP . . . . .	91
4.4	Variantes : température de consigne avec réduit de nuit et zone climatique .	98
4.5	Variantes : regroupement des zones thermiques et position du mur solaire . .	100

4.6	Conclusion . . . . .	102
<b>5</b>	<b>Optimisation du mur</b>	<b>103</b>
5.1	Études paramétriques . . . . .	103
5.1.1	Effet des paramètres du mur solaire sur les besoins de chauffage . . .	104
5.1.1.1	Variation de la chaleur latente LA_mcp . . . . .	104
5.1.1.2	Variation de la température de fin de fusion TM_mcp . . .	107
5.1.1.3	Variation de l'épaisseur de la paroi stockeuse ep_mcp . . . .	110
5.1.1.4	Variation de la conductivité thermique k_mcp . . . . .	112
5.1.2	Effet des paramètres du mur solaire sur le confort du bâtiment en hiver	113
5.2	Optimisation des paramètres du mur stockeur . . . . .	116
5.2.1	Méthode d'optimisation . . . . .	116
5.2.2	Optimisation des besoins de chauffage . . . . .	117
5.2.3	Optimisation du confort . . . . .	122
5.2.4	Optimisation simultanée du confort et des besoins de chauffage . . . .	125
5.2.5	Conclusion . . . . .	129
	<b>Conclusion</b>	<b>130</b>
<b>A</b>	<b>Rayonnement solaire</b>	<b>133</b>
A.1	Rayonnement de courtes longueurs d'ondes . . . . .	133
A.2	Rayonnement externe de grandes longueurs d'onde . . . . .	133
<b>B</b>	<b>Température du ciel</b>	<b>136</b>
<b>C</b>	<b>Convection thermique : Évaluation du coefficient d'échange à la surface du mur solaire</b>	<b>140</b>
C.1	L'algorithme de TARP . . . . .	141
C.2	Calcul de la vitesse du vent local . . . . .	143
<b>D</b>	<b>Le bilan thermique du vitrage</b>	<b>144</b>
D.1	Transfert du rayonnement de courtes longueurs d'onde au travers des vitrages vers le mur stockeur . . . . .	146
D.2	Le transfert de rayonnement de grande longueur d'onde de vitrage/mur . . . .	149
<b>E</b>	<b>Interface du programme de simulation</b>	<b>152</b>
<b>F</b>	<b>Propriétés thermiques des matériaux</b>	<b>154</b>

<b>G Résultats de comparaison</b>	<b>157</b>
<b>H Résultats d'optimisation par GenOpt</b>	<b>159</b>

# Table des figures

1.1	Mur Trombe incorporant la paroi stockeuse en béton classique [1]	4
1.2	Schéma du mur Trombe composite	10
1.3	Les méthodes possibles de stockage réversible de chaleur et de froid [61]	12
1.4	Stockage par chaleur sensible [61]	12
1.5	Stockage par chaleur latente lors du changement de l'état solide-liquide [61]	14
1.6	Classification des matériaux Tirée d'Abhat (1983) [63]	16
1.7	Image de microscope électronique de plusieurs capsules (photo : FhG-ISE) et une microcapsule ouverte	17
1.8	PCM Micronal <sup>®</sup> -sous forme de dispersion et de poudre [BASF]	19
2.1	Mélange sable, ciment et MCP	22
2.2	Moule de la paroi stockeuse	23
2.3	Dispositif expérimental - Laboratoire LGCgE	26
2.4	Instrumentation de la paroi stockeuse	27
2.5	Schéma de principe du dispositif [66]	28
2.6	Centrale acquisition des données	28
2.7	Fluxmètres à gradient tangentiels	29
2.8	Évolution de la température sur les faces gauche et droite de l'échantillon	30
2.9	La variation du flux chaleur côté gauche et droit de l'échantillon	30
2.10	Modèle d'une maille de matériau à changement de phase, à gauche : schéma, à droite : modélisation sous Dymola	31
2.11	Courbe enthalpique en fonction de la température	33
2.12	La courbe de la dérivée de l'enthalpie par rapport à la température T	34
2.13	Schéma de la méthode inverse	35
2.14	Schéma de caractérisation de l'échantillon (mortier + MCP) par méthode inverse à l'aide Dymola	38
2.15	L'optimisation de la fonction de coût (int.y) par GenOpt	38
2.16	Flux calculés avant la fin de l'optimisation	39

2.17 Résultats des flux comparés entre le modèle numérique des MCP caractérisés et les mesures expérimentales . . . . .	40
3.1 Confrontation modélisation et expérimentation [71] . . . . .	45
3.2 Schéma du bilan thermique à la surface extérieure de mur solaire . . . . .	48
3.3 Schéma du bilan thermique dans la lame d'air fermée . . . . .	51
3.4 Schéma de la lame d'air ventilée par convection naturelle . . . . .	54
3.5 Dispositif de mur Trombe composite à échelle réduite réalisé en laboratoire LGCgE . . . . .	58
3.6 Coupe verticale du mur Trombe composite . . . . .	59
3.7 Pyranomètre utilisé pour récupérer le flux solaire global vertical . . . . .	60
3.8 Deux pyranomètres utilisés pour estimer le coefficient de transmission . . . . .	61
3.9 Sonde utilisé pour mesurer la température extérieure . . . . .	62
3.10 Anémomètre-girouette utilisé pour mesurer la vitesse et la direction du vent . . . . .	63
3.11 Flux solaire global sur la façade verticale du mur, et température d'air extérieur . . . . .	64
3.12 Vitesse du vent mesurée par l'anémomètre . . . . .	65
3.13 Paroi stockeuse intégrant un MCP fabriquée au laboratoire . . . . .	66
3.14 Schéma du modèle d'un mur Trombe composite intégrant un MCP établi à l'aide du logiciel Dymola/Modelica . . . . .	67
3.15 Comparaison des flux de chaleur sur les deux faces de la paroi stockeuse (résultats du modèle et expérimentation) . . . . .	69
3.16 Comparaison des températures des surfaces de la paroi stockeuse (résultats du modèle et expérimentation) . . . . .	69
3.17 Comparaison des températures d'air à l'ouïe haute de la lame d'air ventilée (résultats du modèle et expérimentation) . . . . .	70
3.18 Comparaison de la puissance récupérée (résultats du modèle et mesures flux-métriques) . . . . .	71
4.1 Plan de la maison individuelle située à Croisilles . . . . .	74
4.2 Plan de la maison en 3D . . . . .	75
4.3 Modélisation de la maison sous Dymola (bibliothèque Building) . . . . .	77
4.4 Flux solaire global horizontal maximum et température extérieure moyenne mensuelle de la station Paris-Orly, Lyon et Nice . . . . .	79
4.5 Variation de la température à l'intérieur de la <b>chambre</b> , du <b>salon</b> et de la <b>pièceNord</b> par rapport à $T_{\text{ext}}$ pour le cas sans mur Trombe composite . . . . .	82
4.6 Variation de la puissance de chauffage dans la <b>chambre</b> , du <b>salon</b> et de la <b>pièceNord</b> pour le cas sans mur Trombe composite . . . . .	83

4.7	Puissance et température d'air en sortie de l'ouïe haute du mur Trombe composite pour cinq jours de la simulation . . . . .	85
4.8	Puissance fournie par le mur Trombe composite en béton . . . . .	85
4.9	Température d'air en sortie de l'ouïe haute de la lame d'air du mur Trombe composite en béton . . . . .	86
4.10	Débit d'air dans la lame d'air du mur Trombe composite en béton . . . . .	87
4.11	Température d'air dans la chambre avec et sans mur Trombe pour cinq jours d'hiver (et température en sortie du mur solaire) . . . . .	88
4.12	Décalage de 5 et 5,35 heures entre la température à l'intérieur de la chambre avec mur Trombe béton ou mortier (pour la période de 47,5 à 50 du jour) . . . . .	88
4.13	Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la variation de $T_{\text{chambre}}$ pour le cas "avec" et "sans" la présence du mur Trombe composite en béton . . . . .	89
4.14	Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la variation de $T_{\text{chambre}}$ pour le cas "avec" et "sans" la présence du mur Trombe en mortier . . . . .	91
4.15	Puissance fournie par le mur Trombe composite en MCP . . . . .	92
4.16	Comparaison de la puissance fournie par le mur Trombe composite avec et sans MCP . . . . .	92
4.17	Comparaison de la température d'air à l'intérieur de la chambre intégrant le mur Trombe composite avec et sans MCP par rapport à la température d'air dans la chambre sans mur Trombe composite . . . . .	93
4.18	Comparaison du décalage de la température d'air dans la chambre intégrant mur Trombe composite avec et sans MCP (pour la période de 47,5 à 50 du jour) . . . . .	94
4.19	Comparaison de la température d'air dans le salon et la zone pièceNord par rapport à la Température de la chambre pour le cas avec et sans mur Trombe composite en MCP . . . . .	94
4.20	Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la température d'air dans la chambre équipée du mur Trombe composite en béton / MCP . . . . .	95
4.21	Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la température d'air dans la chambre équipée du mur Trombe composite en mortier / MCP . . . . .	95
4.22	Comparaison des besoins de chauffage mensuels dans la chambre basée sur configurations étudiées . . . . .	97

4.23	Comparaison des besoins de chauffage mensuels dans le salon basée sur configurations étudiées . . . . .	97
4.24	Comparaison des besoins de chauffage mensuels dans la zone pièceNord basée sur configurations étudiées . . . . .	98
4.25	Surchauffe dans les pièces en fonction du cas étudié . . . . .	101
5.1	Énergie fournie par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Jan-Avril, et 3 mois de Oct-Déc) et besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de la variation de la chaleur latente . . . . .	105
5.2	Effet de la chaleur latente sur la puissance fournie par le mur solaire et la température de la pièce . . . . .	106
5.3	Énergie fournie par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Jan-Avril, et 3 mois de Oct-Déc) et besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de la température de fusion . . . . .	107
5.4	Effet de la température de fusion sur la puissance fournie par le mur solaire, la température au centre du mur stockeur et la température de la pièce . . .	108
5.5	Amplitudes journalières de variation de la température au milieu du mur stockeur en fonction de la température de changement de phase au long d'une année. . . . .	109
5.6	Les énergies fournies par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Janvier à Avril et 3 mois d'Octobre à Décembre) et les besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de l'épaisseur de la paroi stockeuse . . . . .	110
5.7	Effet de l'épaisseur sur la puissance fournie par le mur solaire et la température de la pièce . . . . .	111
5.8	Énergie fournie par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Jan-Avril, et 3 mois de Oct-Déc) et besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de la conductivité thermique . . . . .	112
5.9	Effet de la conductivité thermique sur la puissance fournie par le mur solaire et la température de la pièce . . . . .	113
5.10	Évolution du confort dans la chambre en fonction de la chaleur latente . . .	114
5.11	Évolution du confort dans la chambre en fonction de la température de fusion	114
5.12	Évolution du confort dans la chambre en fonction de l'épaisseur . . . . .	115
5.13	Évolution du confort dans la chambre en fonction de la conductivité thermique	115
5.14	Optimisation totale des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly . . . . .	118

5.15	Température dans la chambre pour le mur optimisé sur les besoins de chauffage (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	120
5.16	Puissance fournie par le mur Trombe pour le mur optimisé sur les besoins de chauffage (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	120
5.17	Évolution du confort autour de la borne supérieure de la chaleur latente . . . . .	123
5.18	Température dans la chambre pour le mur optimisé sur le confort (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	124
5.19	Température dans le mur trombe pour le mur optimisé sur le confort (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	124
5.20	Puissance fournie par le mur trombe pour le mur optimisé sur le confort (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	125
5.21	Température dans la chambre pour le mur optimisé sur le confort et les besoins (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	127
5.22	Puissance fournie par le mur Trombe pour le mur optimisé sur le confort et les besoins (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	127
5.23	Température dans le mur Trombe pour le mur optimisé sur le confort et les besoins (comparaison avec les autres configurations) . . . . .	128
A.1	Pyranomètre CMP22 . . . . .	133
C.1	Anémomètre-girouette mesurées de la vitesse et de la direction du vent [125] . . . . .	143
D.1	Variables utilisées dans les équations du bilan thermique du double vitrage . . . . .	145
D.2	Schéma de la transmission et des inter réflexions du rayonnement de courtes longueurs d'onde (double-vitrage/mur) . . . . .	147
D.3	Schéma des échanges de rayonnement de grandes longueurs d'onde de la composante de double-vitrage/mur . . . . .	150
E.1	L'interface du programme de simulation GenOpt . . . . .	152
H.1	Optimisation totale des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly . . . . .	159
H.2	Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly . . . . .	160
H.3	Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly . . . . .	161
H.4	Optimisation totale des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon . . . . .	162

H.5	Optimisation totale des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon . . . . .	163
H.6	Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon	164
H.7	Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon	165
H.8	Optimisation totale des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice . . . . .	166
H.9	Optimisation totale des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice . . . . .	167
H.10	Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice	168
H.11	Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice	169

# Liste des tableaux

1.1	Matériaux stockages thermiques par chaleur sensible [19]. . . . .	13
1.2	Comparaison des densités de stockage d'énergie (3.6 MJ = 1 kWh) [61]. . .	15
1.3	Résultats des différences type MCP Micronal <sup>®</sup> [BASF]. . . . .	18
2.1	Ratio massique de mélange de l'échantillon intégrant MCP Micronal <sup>®</sup> [66]. .	24
2.2	Description du dispositif expérimental. . . . .	24
2.3	Variation paramétrique (M + MCP). . . . .	36
2.4	Résultats des optimisations à partir des trois jeux de paramètres initiaux sont les suivants. . . . .	39
2.5	Propriétés thermophysiques du matériau composite optimisées. . . . .	40
3.1	Liste des bibliothèques de thermique du bâtiment sur Modelica. . . . .	46
3.2	Nomenclature des variables de sous-section 3.2.1. . . . .	49
3.3	Nomenclature des variables de sous-section 3.2.2. . . . .	52
3.4	Nomenclature des variables de sous-section 3.2.3. . . . .	56
3.5	Propriétés thermophysiques de la paroi stockeuse du mur Trombe composite.	66
4.1	Caractéristiques constructives de la maison. . . . .	75
4.2	Caractéristiques des fenêtres. . . . .	76
4.3	Tableau de synthèse sur les trois configurations. . . . .	78
4.4	Besoins de chauffage annuels à l'intérieur de la chambre, salon et pièceNord pour le cas sans mur Trombe composite. . . . .	81
4.5	Besoins de chauffage annuels à l'intérieur de la chambre, salon et pièceNord pour le cas "avec" et "sans" le mur Trombe. . . . .	89
4.6	Comparaison des besoins de chauffage annuels, économies d'énergie et nombre d'heurs inconfort à l'intérieur de la chambre, salon et la zone pièceNord pour les trois configurations. . . . .	96
4.7	Comparaison des besoins en chauffage annuel de trois configurations basées sur trois régions en France et avec la température de consigne 16-19 °C. . .	99

4.8	Comparaison des besoins de chauffage annuels de la chambre entre les trois cas simulés avec la température de consigne variable de 19 °C à 16 °C et ceux simulés avec la température de consigne constante maintenue à 20 °C. . . . .	99
4.9	Comparaison des besoins de chauffage dans les cas : de base, du mur solaire au salon et du regroupement des zones thermiques. . . . .	100
4.10	Inconfort pendant la période de chauffage en fonction du cas étudié. . . . .	101
5.1	Les consignes des variables numériques. . . . .	104
5.2	Énergie fournie sur 2 jours (304 et 305) par le mur solaire en fonction de la chaleur latente. . . . .	106
5.3	Énergie fournie sur 2 jours (306 et 307) par le mur solaire en fonction de l'épaisseur. . . . .	111
5.4	Comparaison des besoins de chauffage pour quatre mois de la région de Paris-Orly par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $e_{p_{mcp}}$ , et $\lambda_{mcp}$ ). . . . .	118
5.5	Comparaison des valeurs optimales pour 3 météos différentes (optimisation sur les besoins). . . . .	119
5.6	Comparaison des performances du mur avant et après optimisation sur les besoins de chauffage. . . . .	121
5.7	Comparaison des valeurs optimales pour 3 météos différentes (optimisation sur le confort). . . . .	122
5.8	Comparaison des valeurs optimales pour 3 météos différentes (optimisation sur les besoins de chauffage et le confort). . . . .	126
A.1	Nomenclature des variables . . . . .	134
B.1	Émissivité atmosphérique du ciel clair [106]. . . . .	137
B.2	Émissivité atmosphérique du ciel nuageux [106]. . . . .	138
B.3	Modèles directes de la température du ciel clair [106]. . . . .	138
B.4	Modèles directes du ciel nuageux [106]. . . . .	138
C.1	Nomenclature des variables. . . . .	141
C.2	Rugosités surfaciques (Walton 1981, [123]). . . . .	142
D.1	Nomenclature des variables . . . . .	145
F.1	Propriétés thermiques de la paroi stockeuse en béton. . . . .	154
F.2	Propriétés thermiques de la paroi stockeuse en mortier sans MCP. . . . .	154
F.3	Propriétés thermiques des matériaux utilisés dans le mur Trombe composite. . . . .	155

F.4	Les caractéristiques thermiques des composants d’enveloppe de la maison. . .	155
F.5	Propriétés thermiques de CrodaTherm <sup>TM</sup> 53. . . . .	156
G.1	La comparaison des besoins de chauffage annuels du salon entre les trois cas exécutés avec la température de consigne variée de 19 °C à 16 °C et ceux-ci exécutés avec la température de consigne constante à 20 °C. . . . .	157
G.2	La comparaison des besoins de chauffage annuels de chambre-salon (l’air échangé entre les deux zones) entre les trois cas exécutés avec la température de consigne variée de 19 °C à 16 °C et ceux-ci exécutés avec la température de consigne constante à 20 °C. . . . .	157
H.1	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour trois mois de la région de Paris-Orly par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ). . . . .	170
H.2	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour quatre mois de la région de Lyon par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ). . . . .	170
H.3	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour trois mois de la région de Lyon par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ). . . . .	170
H.4	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour quatre mois de la région de Nice par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ). . . . .	171
H.5	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour trois mois de la région de Nice par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ). . . . .	171
H.6	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Paris-Orly par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l’optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide. . . . .	171
H.7	Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Lyon par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ , $LA_{mcp}$ , $ep_{mcp}$ , et $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l’optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide. . . . .	172

H.8 Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Nice par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $eP_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l'optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide. . . . . 173

# Nomenclature

## Abréviations

Symbol	Description
DSC	Differential Scanning Calorimetry
DWVG	Delta winglet vortex generators
LBNL	Lawrence Berkely National Laboratory
MCP	Matériau à changement de phase

## Grec

Symbol	Description	Unité
$\varepsilon$	L'émissivité radiative grande longueur d'onde	–
$\alpha$	Coefficient d'absorption courte longueur d'onde	–
$\beta_f$	Coefficient de la dilatation du fluide	1/K
$\delta_1$	Épaisseur de la lame d'air non ventilée	m
$\delta_2$	Épaisseur de la lame d'air ventilée	m
$\phi$	Densité de flux de chaleur	W/m <sup>2</sup>
$\Phi$	Flux de chaleur	W
$\lambda$	Conductivité thermique	W/m.K
$\mu$	Viscosité dynamique	kg/m.s
$\rho$	Coefficient de réflexion courtes longueur d'onde	–
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	La constante de Stefan-Boltzmann=5.67 10 <sup>-8</sup>	W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>

$\tau_1, \tau_2$	Coefficient de la transmission de vitre 1 et vitre 2	–
$\nu$	Viscosité cinématique	$\text{m}^2/\text{s}$
$\nu_h$	Vitesse du vent à la hauteur h	$\text{m}/\text{s}$
$\xi_m$	Coefficient d'absorption du mur	–
$\xi_v$	Coefficient d'absorption total du vitrage	–
$\zeta_{total}$	Le coefficient des pertes de charge totales	–

## Indices

Symbol	Description
amb	Ambiance
calc	Calcul
cha	Chambre
chauf	Chauffage
cl	Clair
clo	Courtes longueurs d'onde
conv	Convection
ent	Entrée
exp	Expérimental
ext	Extérieur
$f_1$	Fluide dans la lame d'air non ventilée
$f_2$	Fluide dans la lame d'air ventilée
int	Intérieur
iso	Isolant
m	Mur
m_mcp	Mortier de ciment plus MCP
nu	Nuageux
piè	PièceNord de la maison

r,glo	Rayonnement de grandes longueurs d'onde
sal	Salon
sor	Sortie
surf	Surface
moy	Moyenne
tol	Total
v <sub>1</sub>	Vitre 1
vert	Vertical
v,ext	Surface externe de vitrage
v	Vitrage

## Romains

Symbol	Description	Unité
E	Énergie	kW.h
ep	Épaisseur	m
S <sub>ouïe</sub>	Section de l'ouïe de la lame d'air	m <sup>2</sup>
S <sub>LA</sub>	Section verticale de la lame d'air ventilée	m <sup>2</sup>
C	Capacité thermique	J/K
c	Chaleur spécifique	J/kg.°C
c <sub>liquide</sub>	Chaleur spécifique à l'état liquide	J/kg.°C
c <sub>solide</sub>	Chaleur spécifique à l'état solide	J/kg.°C
k	Conductivité thermique de MCP	W/m.K
C <sub>pl</sub>	Chaleur spécifique de MCP à l'état liquide	J/kg.K
C <sub>ps</sub>	Chaleur spécifique de MCP à l'état solide	J/kg.K
$\dot{m}$	Débit massique de l'air	kg/s
Ech <sub>chambre</sub>	Besoin de chauffage dans la chambre	kW.h/m <sup>2</sup> /an
Ef <sub>mur Trombe</sub>	Énergie fournies par le mur Trombe composite	kW.h/m <sup>2</sup> /an

e	L'épaisseur de la paroi	m
F	Flux	W
g	Accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
Gr	Nombre de Grashof	–
h <sub>c1</sub>	Coefficient d'échange par convection du fluide dans la lame d'air non-ventilée	W/m <sup>2</sup> .K
h <sub>c2</sub>	Coefficient d'échange par convection du fluide dans la lame d'air ventilée	W/m <sup>2</sup> .K
h <sub>c</sub>	Coefficient d'échange par convection	W/m <sup>2</sup> .K
h <sub>c,v</sub>	Coefficient d'échange par convection du vitrage	W/m <sup>2</sup> .K
H	Hauteur du mur	m
h	L'enthalpie	J/kg
h <sub>r</sub>	Coefficient d'échange par rayonnement	W/m <sup>2</sup> .K
I	Irradiation de courtes longueurs d'onde	W/m <sup>2</sup>
k <sub>mcp</sub>	Conductivité thermique de MCP	W/m.°C
LA	La chaleur latente	J/kg
L	Largeur du mur	m
m	Masse	kg
nb	Nombre d'heures d'inconfort	h
Nu	Nombre de Nusselt	–
P <sub>flux</sub>	Puissance mesurée	W
P <sub>chf_cha</sub>	Puissance de chauffage dans la chambre	W
P <sub>fou</sub>	Puissance fournie	W
P <sub>cal</sub>	Puissance calculée	W
Pr	Nombre de Prandlt	–
Q <sub>clo,vert</sub>	Flux solaire global incident sur la surface verticale du mur	W/m <sup>2</sup>
Q <sub>r,glo</sub>	Flux total du rayonnement grandes longueurs d'onde	W/m <sup>2</sup>
Q <sub>conv</sub>	Flux total par convection	W/m <sup>2</sup>

$R_G, R_D$	Résistances de contact entre les fluxmètres et l'échantillon	$m^2.K.W^{-1}$
$U$	Conductance thermique ou inverse de la résistance thermique	$W/K$
$Ra$	Nombre de Rayleigh	–
$Re$	Nombre de Reynolds	–
$S_{la}$	Section de la lame d'air ventilée	$m^2$
$A$	Surface de l'échange thermique	$m^2$
$T_A$	Température de fusion associé au corps pur	$^{\circ}C$
$T_{ciel}$	Température du ciel	$^{\circ}C$
$T_C$	Température de confort	$^{\circ}C$
$T_{DM}$	Température moyenne du jour précédent	$^{\circ}C$
$T_{ext}$	Température de l'air extérieur	$^{\circ}C$
$T_M$	Température de fin de fusion	$^{\circ}C$
$T_{ob}$	Température de l'air à l'ouïe basse de la lame d'air	$^{\circ}C$
$T_{oh}$	Température de l'air à l'ouïe haute de la lame d'air	$^{\circ}C$
$T_{pG}, T_{pD}$	Température imposée sur les faces de la paroi à gauche et à droite	$^{\circ}C$
$T_{RM}$	Température moyenne glissante	$^{\circ}C$
$t$	Temps	$s$
$T_{air}$	Température de l'air	$^{\circ}C$
$T_{ciel}$	Température du ciel	$^{\circ}C$
$T_{finale}$	Température à l'état final	$^{\circ}C$
$T_{fusion}$	Température de fusion	$^{\circ}C$
$T_{initiale}$	Température à l'état initial	$^{\circ}C$

# Introduction

Les murs solaires permettent, par effet de serre, de récupérer de l'énergie gratuite, de la stocker et de la restituer au bâtiment à chauffer lorsque les apports solaires directs ont disparu et aux moments où la température extérieure diminue. Ils participent ainsi aux économies d'énergie. Du fait que les bâtiments soient de plus en plus isolés, les apports solaires deviennent relativement de plus en plus importants au regard de la consommation globale du bâtiment et limitent par conséquent les effets de l'augmentation du coût de l'énergie. Les murs solaires s'intègrent dans la perspective de la transition énergétique en permettant une utilisation rationnelle et efficace des énergies renouvelables dans les constructions. Ils permettent d'apporter une contribution à la lutte contre la précarité énergétique en apportant de l'énergie gratuite, du confort et une contribution à la préservation du bâti. C'est dans ce contexte que des bailleurs sociaux s'intéressent au déploiement à grande échelle de ce composant sur leurs logements neufs ou à rénover. Le mur Trombe composite est particulièrement adaptés au cas des bâtiments d'habitation pour lesquels les occupants ne sont pas forcément présents en journée mais plutôt le soir, moment où le mur solaire peut restituer son énergie. Le développement de ce type de technologie est freiné par le fait qu'elle est difficilement industrialisable et pré-fabricable à cause du poids du mur stockeur qui, pour obtenir un déphasage intéressant doit être épais et lourd.

Dans cette thèse, l'objet de l'étude est un mur Trombe composite (voir schéma de fonctionnement à la figure 1.2 page 10) où le mur stockeur habituel est substitué par un mur en mortier de ciment intégrant des matériaux à changement de phase (MCP) micro-encapsulés. L'objectif de la thèse est de caractériser, modéliser, optimiser et évaluer l'efficacité de ce mur solaire lorsqu'il est intégré à un logement résidentiel.

La présentation de notre travail se divise en cinq parties :

- Le premier chapitre propose une présentation générale des murs solaires et du stockage thermique puis s'intéresse plus particulièrement aux différentes possibilités d'intégration de MCP dans une paroi stockeuse pour se focaliser sur le choix du MCP micro-encapsulé.
- Le deuxième chapitre porte sur la caractérisation thermique de la paroi stockeuse inté-

grant le MCP micro-encapsulé dans une matrice de mortier ciment. Cette caractérisation se fait par méthodes inverses en utilisant des résultats expérimentaux obtenus sur la paroi stockeuse placée dans un banc d'essai thermique.

- Le troisième chapitre présente le modèle numérique du mur Trombe composite intégrant le MCP et la validation de ce modèle. La validation a été réalisée par la comparaison avec les mesures expérimentales d'un mur Trombe composite à petite échelle ( $71 \times 59 \text{ cm}^2$ ) fabriqué dans le laboratoire et sollicité en climat réel.
- Le quatrième chapitre présente les résultats numériques de l'intégration du mur solaire composite dans une maison individuelle. Le modèle du mur solaire est intégré au mur sud de la chambre. Plusieurs configurations sont étudiées (avec ou sans mur solaire, avec ou sans MCP) pour évaluer l'impact du mur solaire sur le comportement thermique de la maison.
- Le cinquième chapitre porte sur l'optimisation du mur solaire intégré dans la maison et notamment sur les caractéristiques du MCP, à savoir la température de fusion, la chaleur latente, l'épaisseur et la conductivité thermique de la paroi stockeuse. On cherchera à minimiser les besoins de chauffage tout en limitant les périodes d'inconfort dans le logement.

# Chapitre 1

## Étude bibliographique

Dans la première section, l'origine des murs solaires sera décrite. Dans un deuxième temps, la description du mur Trombe composite qui est une variante du mur Trombe classique et objet de ce travail sera présentée. Dans ce chapitre, nous décrirons l'état de l'art de l'amélioration du mur Trombe composite, y compris la présence de MCP intégré dans la paroi stockeuse. Nous présenterons également les différents composants de ce mur ainsi que leur configuration. Dans la section 1.3, le processus de charge et de décharge du matériau en fonction du stockage thermique sous forme de la chaleur sensible et la chaleur latente sera présenté. Nous présenterons également le matériau utilisé, à savoir le MCP microencapsulé, ses avantages et ses adaptations lorsque nous l'appliquons au secteur résidentiel.

### 1.1 Mur solaire

Afin de limiter la consommation d'énergie pour chauffer les bâtiments en hiver, plusieurs pistes ont été explorées ; parmi celles-ci, la paroi solaire. Un mur solaire passif intégré aux enveloppes des bâtiments peut attirer l'attention des chercheurs du fait des avantages de ces systèmes [2, 3, 4, 5, 6]. Les techniques de parois solaires passives et leurs applications en chauffage ou refroidissement, peuvent réduire les consommations énergétiques annuelles par exemple dans le secteur de la construction résidentielle [7, 8, 9, 10, 2, 11, 12]. Il a été développé pendant des décennies depuis sa première exploration par E.S. Morse au 19<sup>ème</sup> siècle. Puis il a été redessiné en tant qu'élément architectural par F. Trombe et J. Michel comme on le voit fréquemment dans les articles publiés : mur Trombe, mur solaire Trombe-Michel ou mur solaire composite. Felix Trombe, ingénieur français, pour qui ce système est parfois nommé a construit plusieurs maisons en utilisant ce design dans les Pyrénées françaises dans les années 1960. Dans les recherches actuelles dans des contextes énergétiques et environnementaux, les techniques de parois solaires passives sont plus pertinentes que jamais ; par conséquent, des

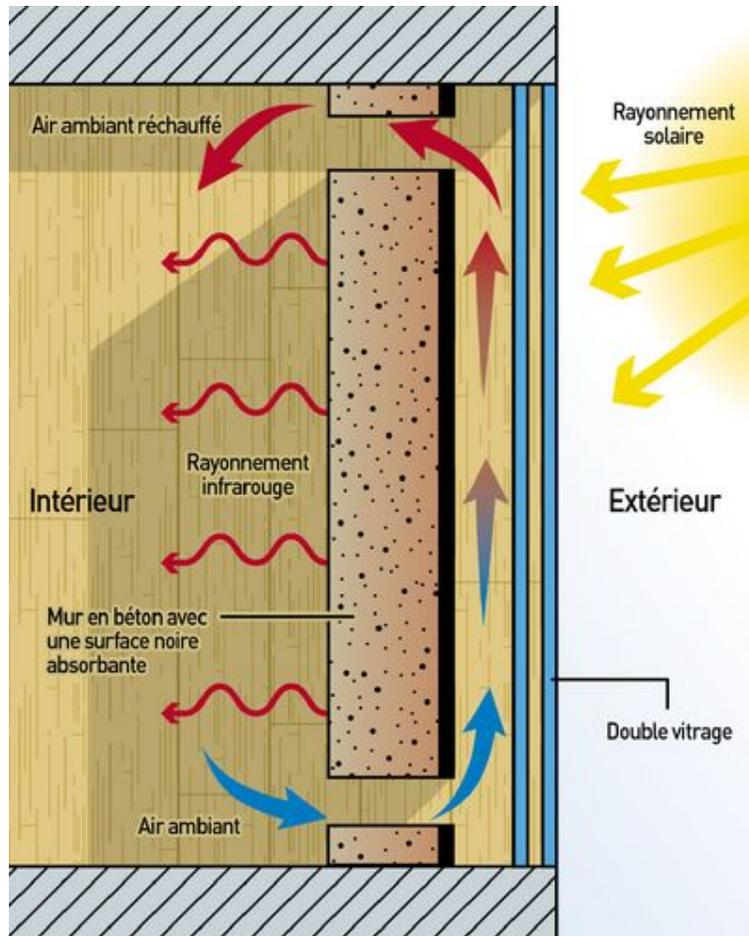


Figure 1.1 : Mur Trombe incorporant la paroi stockeuse en béton classique [1]

configurations de murs passifs ont été développées : mur Trombe classique [13, 14, 15], mur Trombe MCP [16, 17, 18, 6, 19, 20, 21, 22], mur Trombe composite avec ou sans MCP [23, 24, 25, 26, 27], et mur Trombe photovoltaïque (PV) [28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35]. De plus, les phénomènes physiques qui se produisent dans ce système ont été étudiés : effets de la couche d'air ventilée [36, 37, 38], effets de dimensions [36, 39], effets de la paroi stockeuse [26, 40], effets de la paroi d'isolation [41, 23, 42, 43, 44], et effets du vitrage [33, 43, 45, 42].

Généralement, le mur Trombe est constitué, à l'extérieur, d'un vitrage placé devant la paroi stockeuse. Ces deux composants sont séparés par une petite distance créant une couche d'air ventilée exploitant l'effet de serre (Figure 1.1). La paroi stockeuse est constituée de béton, de pierres ou de briques peintes de couleurs foncées sur la face extérieure [46] ; sa fonction principale est d'absorber le rayonnement solaire (courtes longueurs d'ondes), le convertir en chaleur qui est stockée et transférée ensuite dans l'espace intérieur pour le chauffage en hiver ou générer une circulation d'air pour le refroidissement en été [41].

Dans le système d'un mur de stockage, la paroi stockeuse qui est située directement derrière le vitrage et souvent orientée vers le sud, absorbe l'énergie solaire pendant la journée et la restitue vers l'intérieur du bâtiment pendant la nuit ou la période non ensoleillée. Les rayons du soleil traversent le vitrage et sont immédiatement absorbés à la surface extérieure de la paroi stockeuse et sont, soit stockés ou soit conduits à travers la paroi stockeuse vers l'espace intérieur. La température d'air dans la lame d'air peut facilement dépasser les 50 °C. Cet air chaud peut être introduit dans l'espace intérieur derrière la paroi stockeuse en incorporant des événements percés dans cette paroi.

Le système d'un mur stockeur thermique (système solaire passif à gain indirect) consiste généralement en une paroi stockeuse (p. ex. béton ou maçonnerie) de 10 à 40 cm d'épaisseur revêtue d'une peinture de couleur sombre absorbant la chaleur, et recouverte d'une ou deux couches de vitrage à haute transmissivité  $\tau$ . La paroi stockeuse est située environ 2 cm à 5 cm du vitrage pour créer une lame d'air ventilée ou non ventilée. La surface extérieure de la paroi absorbe le rayonnement solaire, le stocke et le restitue avec un certain déphasage. La performance de ce mur est moindre si il n'y a pas de lame d'air ventilée. Bien que la position de paroi minimise la surchauffe de l'espace intérieur, un bâtiment bien isolé devrait se limiter à environ 0,2 à 0,3 m<sup>2</sup> de surface de paroi stockeuse par m<sup>2</sup> de surface de plancher chauffée, selon le climat [47].

Les murs Trombe sont les mieux adaptés aux climats hivernaux froids et ensoleillés qui ont de fortes variations de température journalières. De plus, ils sont généralement exposés au sud (dans l'hémisphère Nord) pour une exposition maximale au soleil. Ils ne fonctionnent pas aussi bien dans les climats nuageux, extrêmement froids, et dans les climats où il n'y a pas un grand écart de température diurne. Les pertes thermiques nocturnes dues à la paroi

stockeuse du mur Trombe peuvent encore être importantes dans les climats nuageux et froids. Le mur Trombe perd la chaleur accumulée en moins d'un jour, ce qui augmente considérablement les besoins de chauffage. Le vitrage couvert d'un volet isolant mobile pendant les longues périodes nuageuses et les heures nocturnes améliorera la performance d'un système de stockage thermique.

Le principal inconvénient des murs Trombe est donc leur perte de chaleur vers l'extérieur durant les périodes non ensoleillées. Le double vitrage est nécessaire pour réduire la perte de chaleur dans la plupart des climats. Dans les climats doux, le vitrage simple est "acceptable". Une surface sélective (surface à absorption élevée/faible émission) appliquée à la surface extérieure de paroi stockeuse peut améliorer les performances en réduisant la quantité d'énergie infrarouge rayonnée à travers le vitrage. Une surface sélective consiste par exemple en une feuille de métal collée à la surface extérieure de la paroi stockeuse. Elle absorbe presque tout le rayonnement dans la partie visible du spectre solaire et émet très peu dans la gamme infrarouge. Une grande capacité d'absorption transforme le rayonnement en chaleur à la surface de la paroi et la faible émissivité empêche l'émission de la chaleur vers le vitrage. Ces murs Trombe ventilés, néanmoins, se révèlent par fois inefficaces principalement parce qu'ils fournissent trop de chaleur pendant la journée de temps doux et pendant les mois d'été; ils surchauffent le volume à chauffer et créent des problèmes de confort. Les événements sont fermés pendant les mois d'été, lorsque le gain de chaleur n'est pas nécessaire [47]. Le mur composite est une alternative au mur Trombe classique.

## 1.2 Mur Trombe composite

Différent d'un mur Trombe, le mur Trombe composite imaginé par Félix TROMBE en collaboration avec l'architecte Jacques MICHEL possède en face arrière de la paroi stockeuse une paroi isolante délimitant une lame d'air verticale. Percée en partie basse et haute elle permet la circulation d'air par convection naturelle. Le rayonnement solaire chauffe la paroi stockeuse par absorption et effet de serre. La lame d'air extérieure est fermée ce qui améliore la résistance thermique globale du mur. La paroi stockeuse va restituer l'énergie à la lame d'air ventilée par convection et par rayonnement à la paroi isolante en vis à vis. L'air présent entre l'ouïe basse et l'ouïe haute de la paroi isolante va ainsi être chauffé, provoquant son élévation (diminution de sa masse volumique) puis sa sortie par l'évent du haut vers l'espace intérieur. Lors de périodes non ensoleillées ou lorsque la paroi n'a plus d'énergie à délivrer, une inversion du flux survient. Dans ce cas, l'air est refroidi et une thermocirculation inverse peut apparaître. L'ouïe basse doit être alors fermée afin de bloquer cette thermocirculation inverse. Les événements sont également fermés pendant les mois d'été pour stopper tout apport

vers le bâtiment et ainsi éviter les surchauffes.

La paroi stockeuse non percée du mur Trombe composite, généralement en maçonnerie ou en béton, exposé au sud, fait face à une ou deux couches de vitrage. Le vitrage à haute transmission maximise les gains solaires sur la paroi stockeuse. À l'intérieur du bâtiment, cependant, le gain de chaleur diurne est retardé et est seulement disponible sur la surface intérieure de la paroi avec un décalage temporel. Ce déphasage est la différence de temps entre le moment où la lumière du soleil frappe le mur et le moment où la chaleur pénètre à l'intérieur du bâtiment. Le décalage dépend du type de matériau utilisé dans la paroi stockeuse et de son épaisseur ; plus la paroi est épaisse, plus le décalage est important. On optimise l'épaisseur de telle sorte que la température de surface intérieure atteignent son maximum en fin de soirée. La chaleur progresse, par exemple, dans le béton à un taux d'environ 2,5 cm par heure.

### 1.2.1 L'état de l'art mur Trombe composite

Dans un mur Trombe classique, la faible résistance thermique du vitrage peut provoquer une thermocirculation inverse dans la lame d'air ventilée, diminuant la température de l'espace intérieur pendant la nuit ou les périodes non ensoleillées, et surchauffant en été [25, 48]. Un nouveau design du mur Trombe connu sous le nom de mur Trombe composite ou Trombe-Michel a été développé [23]. Zalewski et al. ont présenté les résultats d'études numériques et expérimentales comparant quatre types différents de murs solaires passifs [43]. Sur la base de la comparaison des résultats obtenus, ils ont trouvé que cette étude comparative peut aider les architectes et les gestionnaires de projets à choisir la configuration la plus avantageuse pour chaque type du bâtiment et en fonction des conditions climatiques. Shen et al. ont modélisé différents murs solaires en utilisant la méthode des différences finies [23] dans le logiciel TRNSYS dans le but de comparer les résultats entre le mur Trombe classique et le mur Trombe composite. Ils ont indiqué que le modèle utilisé était en bon accord avec les résultats de mesure [24]. D'autres auteurs ont avancé que le mur Trombe composite présentait néanmoins certains inconvénients liés à leur faible stockage d'énergie thermique, au problème de l'augmentation de la charge permanente du bâtiment (augmentation du volume de la paroi stockeuse) [48].

Pour pallier ces inconvénients et améliorer simultanément l'efficacité du mur Trombe composite, la paroi stockeuse classique (béton ou brique) a été remplacée par une paroi stockeuse à haute capacité thermique contenant les matériaux à changement de phase (MCP) [24, 25, 26, 27, 23]. Les MCP stockent et libèrent de la chaleur pendant des cycles réversibles de changement d'état : solide-liquide (le plus commun dans ce genre d'application), liquide-gaz ou solide-solide ; de ce fait, les MCP peuvent contenir une plus grande quantité d'énergie dans

un plus petit volume [49, 50]. Grâce à leur chaleur latente élevée, ces matériaux deviennent le sujet principal d'une recherche approfondie qui est largement développée et utilisée pour améliorer l'inertie thermique et le délai de la chaleur libérée.

La première intégration de MCP dans le domaine du mur Trombe a eu lieu vers 1980 [20]. Bourdeau et al. ont étudié le comportement d'un mur solaire Trombe contenant du chlorure de calcium hexahydraté ( $\text{H}_{12}\text{CaCl}_2\text{O}_6$ ) placé sur un cadre en bois derrière un double vitrage [51]. Les résultats ont montré que, grâce à des rendements de captage légèrement plus élevés et à une restitution plus régulière des énergies, l'économie d'énergie réalisée est d'environ 10%; cependant, pour un effet équivalent, ce mur de stockage de chaleur latente peut réduire 4 fois l'épaisseur du mur Trombe en béton qui possède un poids total 6 fois plus élevé que celui de mur Trombe avec MCP. Ghoneim et al. [21] ont réalisé une simulation numérique d'une paroi stockeuse intégrant différents éléments de stockage : sulfate de sodium décahydraté ( $\text{Na}_2 \cdot \text{SO}_4 \cdot 10 \text{H}_2\text{O}$ ), paraffine, cire P116 et béton classique. Les résultats numériques ont montré que le mur Trombe contenant du MCP ( $\text{Na}_2 \cdot \text{SO}_4 \cdot 10 \text{H}_2\text{O}$ ) effectuait le transfert de la chaleur thermique avec un rendement élevé par rapport aux autres éléments de stockage (béton, paraffine, et cire P116). Onishi et al. [52] ont étudié le comportement thermique d'une pièce équipée d'un mur Trombe en utilisant un modèle de mécanique des fluides numérique. L'air ambiant est contrôlé par le chauffage électrique qui règle la température d'air finale à 18 °C. Le chauffage est actif durant les périodes où la température extérieure moyenne  $T_{\text{moy}}$  est inférieure à 18 °C. Sept configurations ont été étudiées (mur de stockage en béton, trois parois de stockage en MCP différentes avec et sans chauffage électrique). Les résultats de la simulation ont montré l'intérêt de la démarche qu'intégrer des MCP permettait de réduire les consommations d'énergie dans le bâtiment; néanmoins, d'autres améliorations étaient encore nécessaires : par exemple la température de fusion du MCP et la dimension de la paroi stockeuse.

Khalifa et al. [53] ont modélisé trois parois stockeuse thermiques : le béton, le sel hydraté ( $\text{CaCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$ ) et la paraffine (N-eicosane); la condition limite thermique imposée correspond aux conditions météorologiques en Irak. Les résultats de la simulation ont montré qu'une paroi stockeuse de 8 cm d'épaisseur faite de sel hydraté ( $\text{CaCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$ ) pouvait maintenir la température (22-25 °C) dans la zone intérieure proche de la température de confort (20 °C) avec moins de fluctuations de la température ambiante par rapport au cas de la paroi stockeuse en béton de 20 cm d'épaisseur et la paroi stockeuse de 5 cm d'épaisseur en paraffine (N-eicosane). Il a été constaté que la température ambiante variait entre 18 et 22 °C pour la paroi contenant des sels hydratés, alors que la température ambiante variait entre 15 et 25 °C pour la paroi stockeuse en béton et la paroi stockeuse en paraffine. En conséquence, il est conseillé d'utiliser le sel hydraté ( $\text{CaCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$ ) comme moyen de stockage de la chaleur

pour le chauffage solaire passif dans les maisons modernes en Irak.

Fiorito [16] a réalisé une évaluation des performances thermiques d'un mur Trombe intégrant du MCP. Cinq conditions climatiques ont été utilisées pour évaluer la sensibilité du dispositif mur Trombe. Ils ont montré que l'intégration du MCP dans le composant d'une construction légère était avantageuse pour minimiser la fluctuation de la température intérieure pour toutes les différentes zones climatiques. Une autre recherche dans la mise en œuvre du DWVG (delta winglet vortex generators) sur la face externe de la paroi stockeuse contenant du MCP ( $\text{CaCl} \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$ ) est présentée dans [18]. Le but de l'utilisation de cet outil était d'améliorer le transfert de chaleur par convection, les résultats obtenus, liés au débit d'air et au taux de chauffage dans la pièce, ont montré que l'utilisation de DWVG pouvait fournir 28,5% et 39,4% de plus que le cas sans DWVG.

En plus d'utiliser un rideau pour protéger le facteur de transmission solaire, Kara et al. [54] ont trouvé une technique pour résoudre le problème de la surchauffe de MCP en été. Il s'agit de l'intégration du mur MCP à la façade sud d'une pièce d'essai constituée (de l'intérieur vers l'extérieur) d'isolation, de briques, de plâtre (y compris PCM), d'une lame d'air ventilée et d'une nouvelle unité de triple vitrage (TGU). L'objectif était d'observer la performance du mur en MCP pendant l'été seulement. La mise en œuvre d'un nouveau triple vitrage (TGU) diminuant le facteur de transmission solaire dans leur mur Trombe ; en conséquence, ils ont affirmé que la transmittance solaire a diminué d'environ 100% pendant la période de traitement (heure d'été). Li et al. [55] ont testé un système de mur Trombe intégrant de la paraffine macro-encapsulée RT42 avec trois flux de chaleur imposés ( $500 \text{ W/m}^2$ ,  $600 \text{ W/m}^2$  et  $700 \text{ W/m}^2$ ), et chaque expérience est effectuée pendant 24 h. Dans les résultats obtenus, ils ont montré que la paraffine pouvait stocker efficacement l'énergie solaire thermique pendant la journée et la libérer avec plusieurs heures de délai ; de plus, la durée de circulation d'air créée par l'échange de chaleur pourrait retarder libération de la chaleur. Environ 13 h 50min pour tous les cas étudiés.

Parallèlement au développement du mur Trombe dans le but de réduire la consommation d'énergie dans le secteur du bâtiment, le mur Trombe composite a été développé avec et sans MCP [26, 27]. Zalewski et al. ont testé un mur solaire composite à petite échelle incorporant des MCP (sels hydratés) conditionnés dans les briques rectangulaires [26]. Les résultats testés montrent le stockage d'énergie thermique élevée de ces sels hydratés ( $\text{H}_2\text{O} + \text{CaCl}_2 + \text{KCl} +$  divers additifs) qui peuvent stocker beaucoup plus de chaleur que celle stockée par le même volume de béton. Ils ont en outre prouvé que ces briques (épaisseur 23 mm) permettaient la récupération des gains solaires avec un délai plus court (environ 2 h 40 min) ce qui était un inconvénient en hiver lorsqu'un mur équipé d'une maison avait besoin d'énergie (gain de chaleur) en fin de journée. Néanmoins, un tel mur peut être considéré comme avantageux en

hiver lorsqu'il est utilisé pour des structures occupées pendant la journée comme des bureaux, des centres commerciaux, des hôpitaux, des universités ou des écoles.

Leang et al. [27] ont créé un modèle numérique à l'aide du logiciel Dymola/Modelica utilisant différentes bibliothèques [56, 57] afin de simuler deux cas différents de composants de parois solaires. Le premier cas a été réalisé pour comparer les résultats expérimentaux et numériques d'un mur Trombe composite équipé d'un mur de stockage en béton afin de valider le modèle. Le second cas utilise un modèle validé par ailleurs [58, 59] pour faire d'autres simulations du mur Trombe composite où le béton a été remplacé par une paroi stockeuse en mortier de ciment intégrant des MCP microencapsulés. Les simulations sur quatre jours ensoleillés ont montré qu'un mur solaire intégrant une paroi stockeuse de 4 cm contenant 15% de MCP microencapsulé pouvait fournir +50% d'énergie en plus qu'un mur solaire équipé d'une paroi en béton de 15cm.

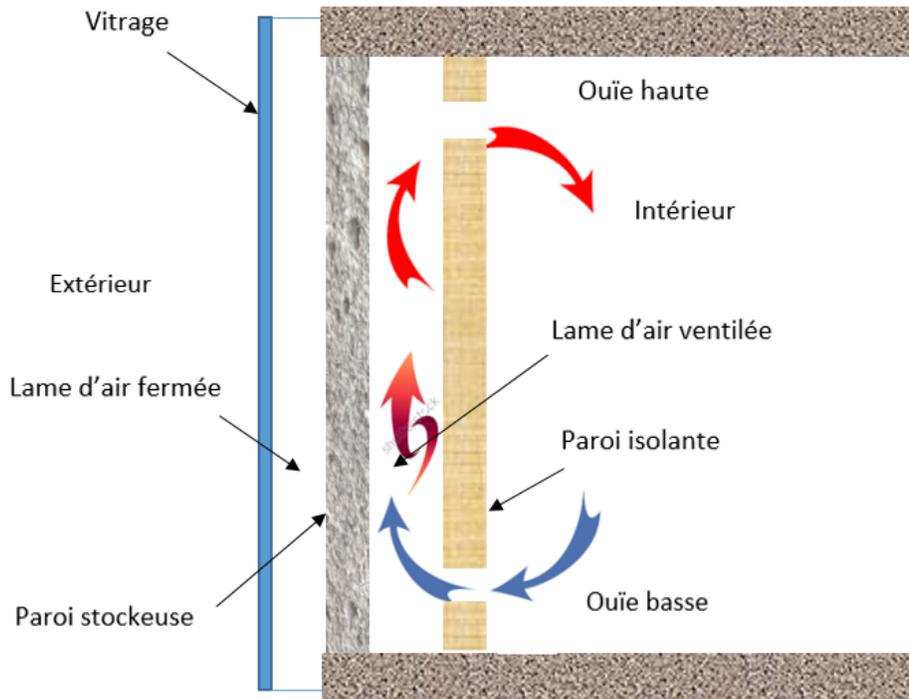


Figure 1.2 : Schéma du mur Trombe composite

La Figure 1.2 présente le schéma du mur Trombe composite qui est étudié ici. À l'extérieur, en présence du rayonnement solaire, un vitrage crée un effet de serre dans une lame d'air fermée. Il en résulte l'échauffement superficiel d'une paroi stockeuse thermique. Les principales caractéristiques de la surface extérieure de paroi stockeuse sont l'émissivité  $\varepsilon$ , et le coefficient d'absorption solaire  $\alpha$  lié en grande partie à la couleur de la paroi. La couverture semi-transparente limite les effets des paramètres climatiques (température  $T_{\text{air}}$ , vent  $v_h$ , et

température du ciel  $T_{\text{ciel}}$ ) qui génèrent des déperditions thermiques vers l’extérieur. L’énergie absorbée par la paroi opaque est stockée et transférée vers un espace ventilé délimité par le mur stockeur et une contre-cloison isolante. La chaleur est transmise à l’air par convection naturelle et par échanges radiatifs avec la surface de l’isolant. L’espace ventilé a la fonction très importante de transmettre l’énergie récupérée au local à chauffer par l’intermédiaire d’un flux d’air. La paroi isolante évite les déperditions d’énergie pendant l’hiver et la surchauffe en été. Elle est percée pour permettre la circulation d’air entre une ouïe basse et une ouïe haute et doit être équipée d’un dispositif anti-thermocirculation inverse au niveau de l’ouïe basse afin d’empêcher une circulation d’air froid inverse en période hivernale.

## 1.3 Le stockage de l’énergie thermique

L’intérêt du stockage de l’énergie est généralement d’absorber l’énergie pendant les périodes où elle est abondante ou moins coûteuse (solaire, tarifs de nuit ...) pour la restituer pendant les moments où elle est rare ou plus chère [60]. La paroi stockeuse thermique est importante car elle stocke de l’énergie gratuite du soleil et de l’énergie de l’ambiance extérieure. Le stockage de l’énergie thermique, qui peut être un stockage de chaleur ou de froid, permet de stocker la chaleur ou le froid pour une consommation ultérieurement (p.ex. mur Trombe et mur Trombe composite pour le besoin chauffage à l’intérieur de la maison pendant la saison froide). La figure 1.3 nous montre la manière de stocker l’énergie thermique qui est divisée en deux processus principaux : processus physiques et processus chimiques.

Dans ce chapitre, nous allons étudier la charge et la décharge de l’énergie thermique sous forme de chaleur sensible ou de chaleur latente.

### 1.3.1 Stockage par chaleur sensible

Le stockage/déstockage de chaleur sensible d’un matériau est lié au processus d’élévation ou de diminution de sa température. La Figure 1.4 représente le stockage par chaleur sensible qui induit une de la température du milieu récepteur à l’état solide ou liquide (huile, pierre, eau, etc.). La quantité d’énergie stockée est proportionnelle à la variation en température. Ainsi, le choix de ce type de stockage est intéressant lorsque l’écart de température est grand.

L’équation qui permet de calculer l’énergie thermique stockée ou déstockée d’un élément est la combinaison de la masse  $m$ , la capacité thermique ou chaleur spécifique  $c$ , et la variation de température (température initiale  $T_{\text{initiale}}$  et finale  $T_{\text{finale}}$ ) :

$$C = mc(T_{\text{finale}} - T_{\text{initiale}}) \quad (1.1)$$

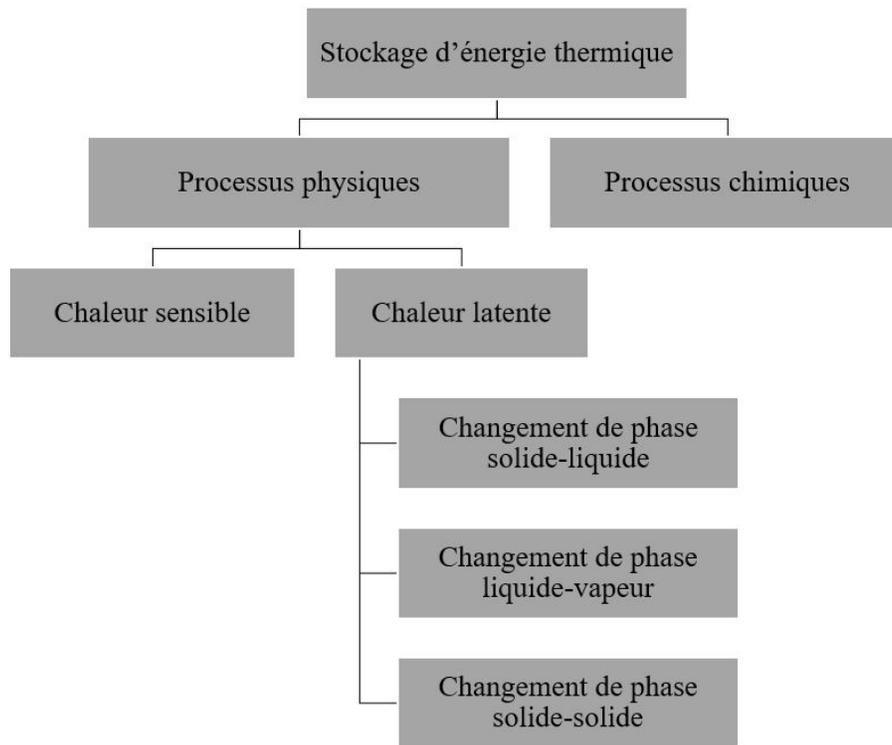


Figure 1.3 : Les méthodes possibles de stockage réversible de chaleur et de froid [61]

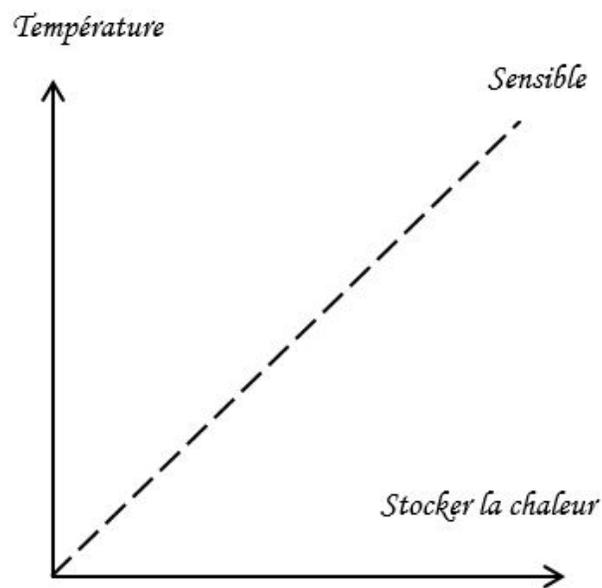


Figure 1.4 : Stockage par chaleur sensible [61]

- si  $T_{\text{finale}} > T_{\text{initiale}}$ , alors il s'agit de stockage ;
- si  $T_{\text{finale}} < T_{\text{initiale}}$ , alors il s'agit de déstockage.

Les capacités de stockage par chaleur sensible de plusieurs matériaux sont présentées dans le Tableau 1.1. L'eau semble être le meilleur matériau disponible car il possède une chaleur spécifique élevée. Cependant au-dessus de 100 °C (au-dessus du point d'ébullition), la vapeur a une valeur de chaleur spécifique relativement faible. Dans ce cas, les huiles, les sels fondus et les métaux liquides, etc., sont utilisés.

Tableau 1.1 : Matériaux stockages thermiques par chaleur sensible [19].

Matériau	État	Niveau de température °C	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur spécifique (J/kg.K)
Pierre	Solide	à 20 °C	2560	879
Brique	Solide	20 °C	1600	840
Béton	Solide	20 °C	1900-2300	880
Eau	Liquide	0-100	1000	4190
Caloria HT43	Liquide (huile)	12-260	867	2200
Huile de moteur	Liquide	Jusqu'à 160	888	1880
Ethanol	Liquide organique	Jusqu'à 78	790	2400
Proponal	Liquide organique	Jusqu'à 97	800	2500
Butanol	Liquide organique	Jusqu'à 118	809	2400
Isotunaol	Liquide organique	Jusqu'à 100	808	3000
Isopentanol	Liquide organique	Jusqu'à 148	831	2200
Octane	Liquide organique	Jusqu'à 126	704	2400

### 1.3.2 Stockage par chaleur latente

Un autre mode de stockage thermique est le stockage par chaleur latente, basé sur l'absorption ou la restitution de chaleur qui s'opère lors du changement d'état d'un matériau. Ce changement s'effectue à température constante pour les corps purs. C'est la caractéristique principale des matériaux à changement de phase (Figure 1.5).

On peut évaluer la chaleur totale emmagasinée par l'équation suivante :

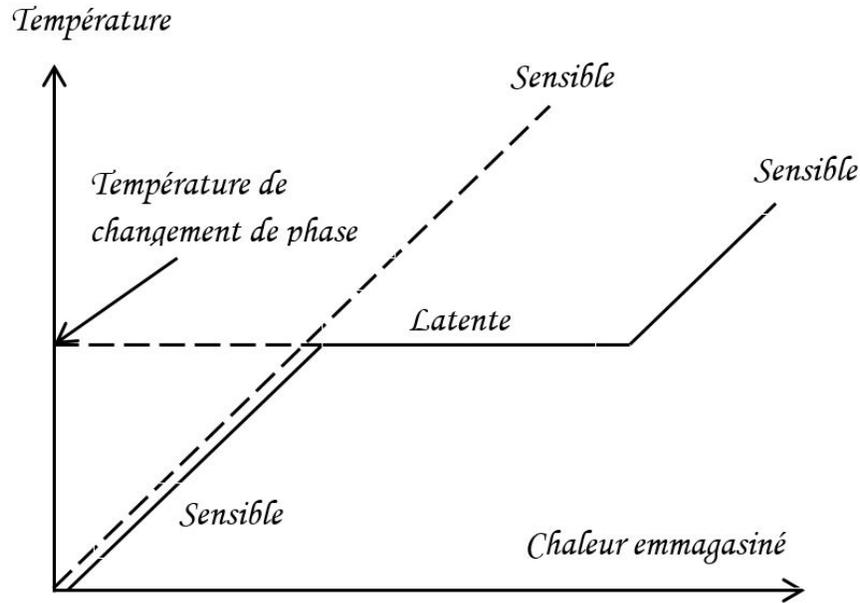


Figure 1.5 : Stockage par chaleur latente lors du changement de l'état solide-liquide [61]

$$C = mc_{solide} (T_{fusion} - T_{initiale}) + mL A + mc_{liquide} (T_{finale} - T_{fusion}) \quad (1.2)$$

où :

$c_{solide}$  : capacité thermique massique à l'état solide, J/kg.K ;

$c_{liquide}$  : capacité thermique massique à l'état liquide, J/kg.K ;

LA : chaleur latente de changement de phase, J/kg.

Le Tableau 1.2 montre l'intérêt de stockage par chaleur latente : la quantité de chaleur stockée par chaleur latente est environ 3 à 4 fois plus grandes que celle par chaleur sensible, à l'état solide ou liquide (dans un intervalle de température de 20 °C). Ceci peut être particulièrement avantageux dans plusieurs applications, notamment, dans les systèmes de chauffage de maisons individuelles ou de bâtiments résidentiels.

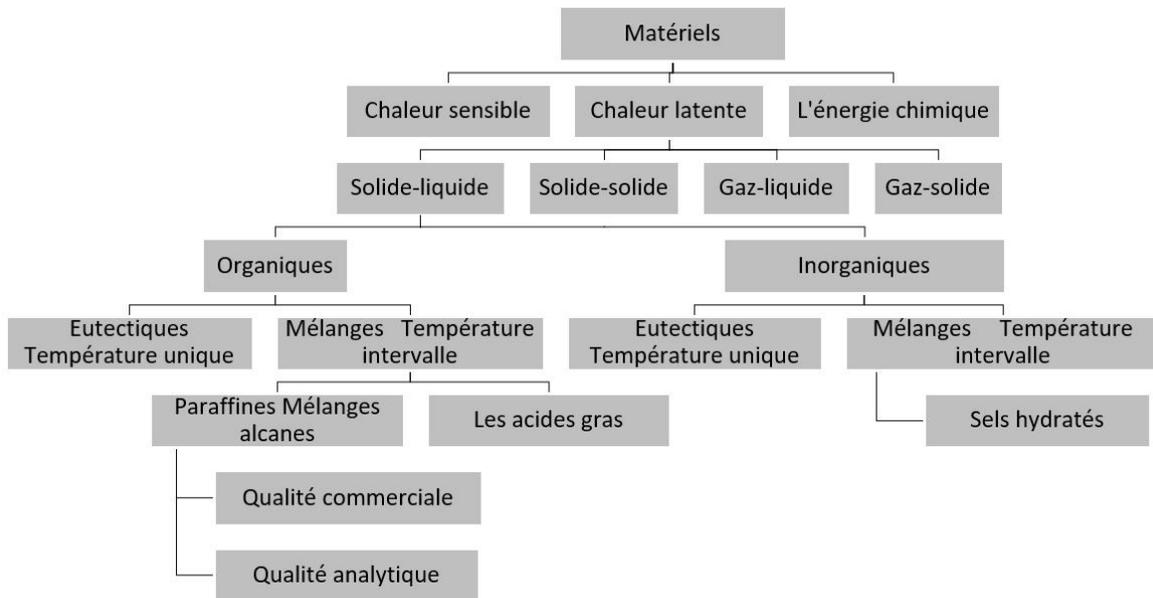
Tableau 1.2 : Comparaison des densités de stockage d'énergie (3.6 MJ = 1 kWh) [61].

	MJ/m <sup>3</sup>	kJ/kg	Température
Chaleur sensible			
Granit	50	17	$\Delta T = 20$ °C
Eau	84	84	$\Delta T = 20$ °C
Chaleur latente de fusion			
Eau	306	330	Point de fusion 0 °C
Paraffines	180	200	Point de fusion 5 - 130 °C
Sels hydratés	300	200	Point de fusion 5 - 130 °C
Sels	600 - 1500	300 - 700	Point de fusion 300 - 800 °C
Chaleur latente d'évaporation			
Eau	2452	2452	Conditions ambiantes

Le stockage thermique par chaleur latente met en jeu le changement de phase. La dynamique de ce changement d'état est un phénomène complexe, parfois perturbé par le phénomène de surfusion. Pour le stockage de l'énergie thermique, les différents types de changement de phase sont théoriquement envisageables (solide-solide, solide-gaz, liquide-gaz), mais en pratique, c'est le changement de phase solide-liquide qui offre le plus d'application. Par rapport au stockage par chaleur sensible, le changement de phase par fusion et solidification permet de stocker des grandes quantités de chaleur ou de froid, si le matériau approprié est sélectionné. La fusion se caractérise par une faible variation du volume, généralement inférieure à 10%. Si le récipient permet de contenir la variation de volume, la pression n'est pas changée de manière significative et par conséquent la fusion et la solidification du matériau de stockage se poursuivent à une température constante [61]. La plupart des transitions liquide-gaz et solide-gaz impliquent des variations de volume importantes ou des hautes pressions pour stocker le matériau à son état gazeux. De plus, ces transitions demandent des températures (et donc de l'énergie) plus importantes que dans le cas des transitions solide-liquide. Quant à la transition de phase solide-liquide, elle est généralement lente et de plus faibles énergies de transformation.

### 1.3.3 Les matériaux à changement de phase (MCP)

Nombres de matériaux ont été spécifiés et classifiés en fonction de leurs caractéristiques thermiques et des façons dont ils stockent et libèrent la chaleur. Dans les années 1980, Abhat [62] a donné une classification détaillée des substances utilisées pour le stockage de l'énergie thermique (Figure 1.6). Parmi ces matériaux, le matériau à changement de phase MCP a été considéré et placé dans le groupe de matériaux qui traite l'énergie stockée par chaleur latente. Dans ce travail, nous avons utilisé un type de MCP microencapsulé qui est de la paraffine, classée dans le groupe organique. L'intérêt de celle-ci est qu'elle présente peu ou pas de phénomène de surfusion et qu'elle est compatible avec les matériaux conventionnels de construction. Ce type de MCP microencapsulé sera présenté dans le sous-chapitre suivant.



#### 1.3.3.1 Matériaux à changement de phase microencapsulé

La microencapsulation est un procédé qui permet d'entourer la particule ou la gouttelette par un revêtement afin de lui donner de nombreuses propriétés utiles. La microencapsulation peut être utilisée pour enfermer des solides, des liquides ou des gaz à l'intérieur d'une paroi micrométrique en film qui n'est pas soluble dans l'eau [61]. Le matériau à l'intérieur de la microcapsule est désigné comme le noyau ou le milieu interne tandis que la paroi est parfois appelée enveloppe, revêtement ou membrane. La plupart des microcapsules ont des diamètres compris entre quelques micromètres et quelques millimètres.

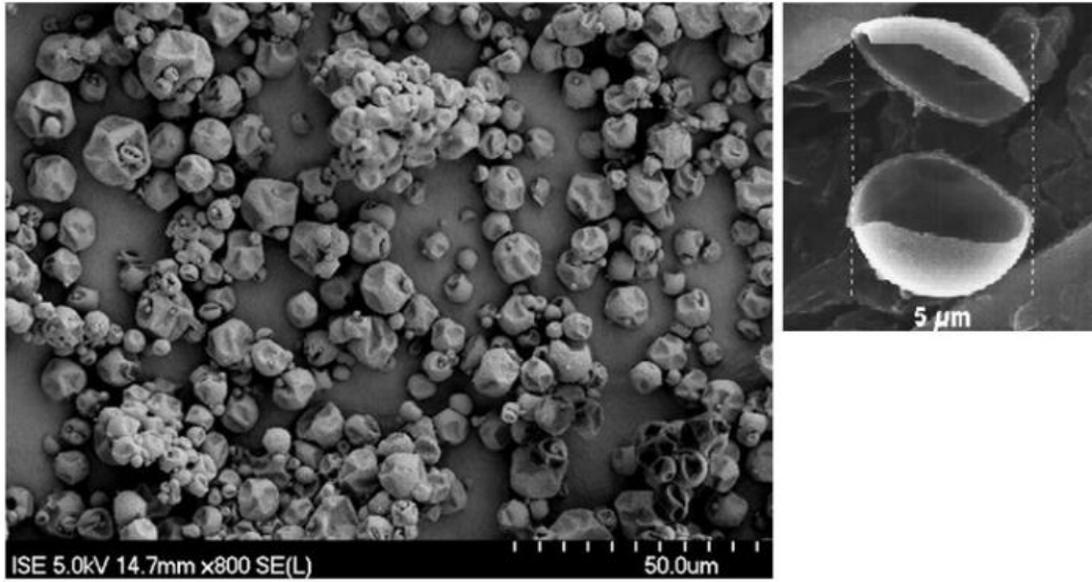


Figure 1.7 : Image de microscope électronique de plusieurs capsules (photo : FhG-ISE) et une microcapsule ouverte

L'utilisation de MCP microencapsulé est devenue un nouveau concept de stockage thermique énergétique et les MCP microencapsulés sont produits aujourd'hui à l'échelle industrielle [61]. Les MCP microencapsulés présentent des avantages lorsqu'ils sont intégrés au sein de matériaux de construction. En principe, l'enveloppe des capsules empêche le contact entre le MCP et la matrice du matériau. Les microcapsules sont suffisamment petites pour qu'il ne soit pas nécessaire de les protéger contre la dégradation [64]. La répartition des microcapsules dans la paroi offre une surface d'échange thermique importante, de sorte que le taux du transfert de chaleur pour charger et décharger l'énergie soit augmenté. Les avantages du stockage de chaleur avec des MCP microencapsulés sont présentés par BASF<sup>1</sup> qui constate les aspects suivants :

- le MCP est toujours un produit sec et la manipulation de liquide est par conséquent éliminée puisque le changement de phase se produit dans le matériau au sein de l'enveloppe ;
- la grande surface de transfert chaleur de l'enveloppe favorise le transfert efficace de la chaleur ;
- une grande quantité de l'énergie thermique peut être stockée et libérée à une température relativement constante, sans changement de volume ;

---

1. BASF en français : Fabrique d'aniline et de soude de Bade. BASF est un groupe chimique allemand et le plus grand groupe de chimie au monde

- répondre aux divers besoins de stockage énergétiques pour les systèmes de confinement appropriés ;
- l’ancrage des microcapsules dans le stockage de chaleur est simple ;
- des MCP avec des températures de fusion différentes peuvent être utilisés ;
- évite les problèmes tels que la surfusion et la séparation de phase.

### 1.3.3.2 Micronal<sup>®</sup> DS 5001 appliqué dans le mur solaire du bâtiment simulé

Le MCP microencapsulé utilisé pour ces travaux est le Micronal<sup>®</sup> fabriqué par la société BASF. Le Micronal<sup>®</sup> est conçu pour une intégration dans différents types de matériaux de construction et systèmes de construction pour contribuer à une ambiance intérieure plus confortable. Le Micronal<sup>®</sup> présente une méthode efficace et durable pour le stockage de chaleur qui se produit généralement au cours de la journée dans la gamme de confort thermique des habitants (21 °C, 23 °C ou 26 °C), et la restitue lentement avec de temps. Le Micronal<sup>®</sup> peut être incorporé dans des matériaux de construction de différentes façons, telles que la dispersion (microcapsules dispersées dans l’eau) ou en poudre (mélange sec avec le plâtre ou le mortier de mortier) (Figure 1.8). Les propriétés de certains produits Micronal<sup>®</sup> sont présentées dans le Tableau 1.3. La microstructure de Micronal<sup>®</sup> (Figure 1.7) représente diverses microparticules sphériques de différentes tailles et la plupart de ces microparticules sont très lisses ; ce qui contribue à faire en sorte que le MCP soit dispersé dans les fluides porteurs (p.ex. l’eau) et la fluidité de la suspension soit bonne.

Tableau 1.3 : Résultats des différences type MCP Micronal<sup>®</sup> [BASF].

Produit	Type	Point fusion	intervalle	Capacité thermique	Chaleur latente	Teneur solide	Densité	Volumiques	Visc.
DS 5000	Dispersion	26°C	10-30°C	59 kJ/kg	45 kJ/kg	Approx 42%	Approx 0.98	-	Approx 200-600 mPas
DS 5007	Dispersion	23°C	10-30°C	55 kJ/kg	41 kJ/kg	Approx 42%	Approx 0.98	-	Approx 200-600 mPas
DS 5030	Dispersion	21°C	10-30°C	51 kJ/kg	37 kJ/kg	Approx 42%	Approx 0.98	-	Approx 200-600 mPas
DS 5001	Poudre	26°C	10-30°C	145 kJ/kg	110 kJ/kg	poudre	-	Approx 250-350 kg/m <sup>3</sup>	-
DS 5008	Poudre	23°C	10-30°C	135 kJ/kg	100 kJ/kg	poudre	-	Approx 250-350 kg/m <sup>3</sup>	-
DS 5029	Poudre	21°C	10-30°C	125 kJ/kg	90 kJ/kg	poudre	-	Approx 250-350 kg/m <sup>3</sup>	-

Une des raisons qui nous a fait utiliser le Micronal<sup>®</sup> en poudre est sa facilité à être mélangé avec le mortier de ciment pour fabriquer une paroi stockeuse homogène. Sarier et Onder [65] ont étudié l'influence de la taille des capsules et leur degré d'homogénéité dans une poudre. Les résultats montrent que les capsules présentent les mêmes caractéristiques thermiques que le MCP à l'état brut et aucun problème de fuite ou de dégradation mécanique n'a été constaté. De plus, le Micronal<sup>®</sup> a d'autres avantages :

- emballage étanche, le produit reste toujours sec ;
- le changement de phase n'est pas visible de l'extérieur, le changement de volume dans le processus de fusion se produit dans chaque capsule ;
- les matériaux de construction intégrant des MCP restent stables en termes de taille ;
- petits volumes avec une grande capacité de stockage de la chaleur ;
- rapidité des échanges de chaleur due au rapport surface/volume : 1g Micronal<sup>®</sup> MCP = 30 m<sup>2</sup> de surface ;
- peut être directement intégré dans le matériau de construction et utilisé sans processus de travail supplémentaire ou plus complexe sur les chantiers de construction ;
- mécaniquement, pratiquement indestructible, pérennité des cycles de transformation au fil des décennies ;
- sans formaldéhyde.



Figure 1.8 : PCM Micronal<sup>®</sup>-sous forme de dispersion et de poudre [BASF]

## 1.4 Conclusion

Ce premier chapitre a débuté par une présentation générale des murs solaires afin d'expliquer leur intérêt, leur fonctionnement thermique et le rôle de chaque élément les constituant. Dans une deuxième partie, le mur Trombe composite, qui sera l'objet de ce travail, est présenté de façon détaillée. En déphasant les apports solaires, cette version de mur solaire en fait une solution particulièrement adaptée à une application résidentielle.

La paroi stockeuse est un élément constitutif important des murs solaires. En général, celle-ci est constituée de matériaux lourds qui stockent l'énergie sous forme sensible. La deuxième partie du chapitre présente les possibles stockages par chaleur sensible avec leurs caractéristiques avant de s'intéresser au stockage par chaleur latente. L'épaisseur, la densité et les propriétés thermophysiques de la paroi stockeuse influent de façon significative sur les transferts et le stockage du mur solaire. Il est primordial de connaître l'influence de ces caractéristiques sur les performances énergétiques du mur solaire.

Les études concernant les murs Trombe composites intégrant un MCP sont assez nombreuses. Une des originalités de notre travail est que la paroi stockeuse est constituée d'un mortier de ciment intégrant un MCP micro-encapsulé. Celle-ci doit permettre de stocker plus d'énergie qu'un matériau classique et d'être plus léger à volume égal, offrant ainsi la possibilité d'une mise en œuvre plus aisée du mur.

Le chapitre suivant est consacré à la caractérisation thermique de la paroi stockeuse en mortier ciment intégrant le MCP micro-encapsulé. L'évaluation fiable des propriétés thermophysiques de l'élément stockeur est essentielle pour la suite du travail qui concernera la modélisation du comportement thermique du mur solaire puis l'évaluation de ses performances lorsqu'il sera intégré à l'habitat.

# Chapitre 2

## Caractérisation thermophysique de la paroi stockeuse

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la caractérisation de la paroi stockeuse qui équipera la maquette de mur solaire destinée à la validation du modèle du numérique. Le matériau composite étudié est un mortier de ciment dans lequel est incorporé un MCP microencapsulé. Dans un premier temps, nous présenterons la composition et la réalisation de la paroi stockeuse. Dans un deuxième temps, la procédure expérimentale utilisée et nécessaire à la caractérisation des propriétés thermophysiques du matériau composite sera décrite. Le modèle mathématique et numérique utilisé pour simuler le comportement thermique du matériau composite contenant un matériau à changement de phase sera ensuite présenté. Ce chapitre s'achèvera par les résultats de la caractérisation.

### 2.1 Paroi stockeuse

Le matériau composite destiné à être utilisé comme paroi stockeuse a été fabriquée à partir d'un mélange de sable (sable de silice rond 0-4 mm), de ciment (EMC I 52.5 N selon EN 196-1), d'eau et de MCP microencapsulé. Ce MCP, le Micronal<sup>®</sup> (DS 5001 X) présenté dans la sous-section 1.3.3.2 du chapitre 1, se présente sous la forme d'une poudre. Sa température de fusion est de 26 °C. Sa proportion en masse dans le mélange est de 17% par rapport à la masse totale de matériaux secs (sable, ciment et MCP).

Pour la réalisation, le sable, le ciment et le MCP ont été préalablement mélangés (Figure 2.1).

Ensuite, de l'eau a été ajoutée jusqu'à l'obtention d'un mélange ouvrable. Les proportions du mélange sont énumérées dans le Tableau 2.1. Finalement, le mortier/MCP a été placé dans un moule (Figure 2.2).



Figure 2.1 : Mélange sable, ciment et MCP



Figure 2.2 : Moule de la paroi stockeuse

L'échantillon a séché à l'air libre dans le laboratoire pendant près de deux mois avant d'être placé dans la maquette du mur solaire. C'est après plusieurs mois passés dans cette maquette et soumis au rayonnement solaire que la caractérisation a été effectuée. Il est intéressant de souligner que le poids de la paroi est contrôlé avant et après les essais ; aucune variation de masse n'a été constatée, démontrant ainsi une teneur en eau stable pendant les essais de caractérisation. La paroi stockeuse ici fabriquée de  $71 \times 59 \times 4 \text{ cm}^3$  pèse 22,3 kg ; ceci correspond une masse volumique de  $\rho_{m\_mcp} = 1329 \text{ kg/m}^3$ .

Tableau 2.1 : Ratio massique de mélange de l'échantillon intégrant MCP Micronal® [66].

Ratio massique ciment/sable	Ratio ciment/eau	Ratio massique MCP/(ciment + sable)
1/2,6	1/1,1	1/4,1

## 2.2 Mesures expérimentales

Dans ce paragraphe, nous allons présenter le dispositif expérimental et les mesures associées nécessaires à la caractérisation des propriétés thermophysiques de la paroi stockeuse qui est disposée dans la maquette du mur solaire expérimental. Le dispositif expérimental est illustré par les Figures 2.3 à 2.7. Les spécifications des différents éléments sont décrites dans le Tableau 2.2. Pour la caractérisation, des rampes identiques en température sont imposées sur chaque face de l'échantillon (gauche et droite).

Tableau 2.2 : Description du dispositif expérimental.

Type des instruments	Description
Bains thermostatés	Ils sont pilotés par un ordinateur afin d'imposer la température désirée à chacune des plaques échangeuses selon une cadence de temps établie.

Tableau 2.2 : Description du dispositif expérimental.

Type des instruments	Description
Plaques échangeuses	Les plaques échangeuses sont en cuivre de dimension $1000 \times 1000 \text{ mm}^2$ . Une épaisseur de 60 mm de polyuréthane assure l'isolation des plaques échangeuses en face arrière. Le système est maintenu serré par des serre joints afin d'assurer un bon contact thermique entre les plaques échangeuses, les fluxmètres et l'échantillon.
Fluxmètres et thermocouples, la Figure 2.7	Ils sont reliés à un système d'acquisition lui-même raccordé à l'ordinateur. L'acquisition du flux se fait par l'intermédiaire de deux fluxmètres à gradient tangentiel d'épaisseur 0,2 mm, de surface $150 \times 150 \text{ mm}^2$ et de sensibilités $110 \mu\text{V} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^2$ . Un fluxmètre est placé sur chaque face de l'échantillon en partie centrale. Ils disposent d'un thermocouple intégré qui permet de mesurer la température de surface de l'échantillon.
Anneaux de garde	L'échantillon est isolé sur ses côtés dans le but de former un "anneau de garde" isolant afin d'assurer un flux unidirectionnel dans la zone de mesures des fluxmètres. Avec ce dispositif, on mesure l'évolution du flux chaleur $\varphi_{\text{gauche}}$ et $\varphi_{\text{droite}}$ au centre de l'échantillon lors de cycles de chauffe et refroidissements afin d'évaluer son comportement thermique.



Figure 2.3 : Dispositif expérimental - Laboratoire LGCgE



Figure 2.4 : Instrumentation de la paroi stockeuse

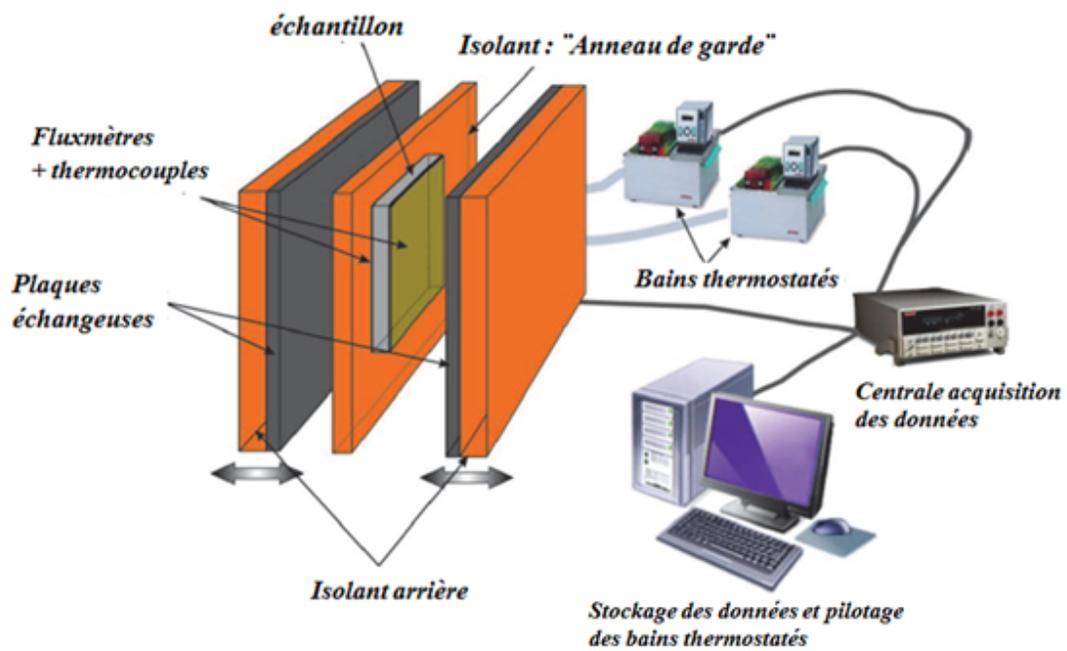


Figure 2.5 : Schéma de principe du dispositif [66]

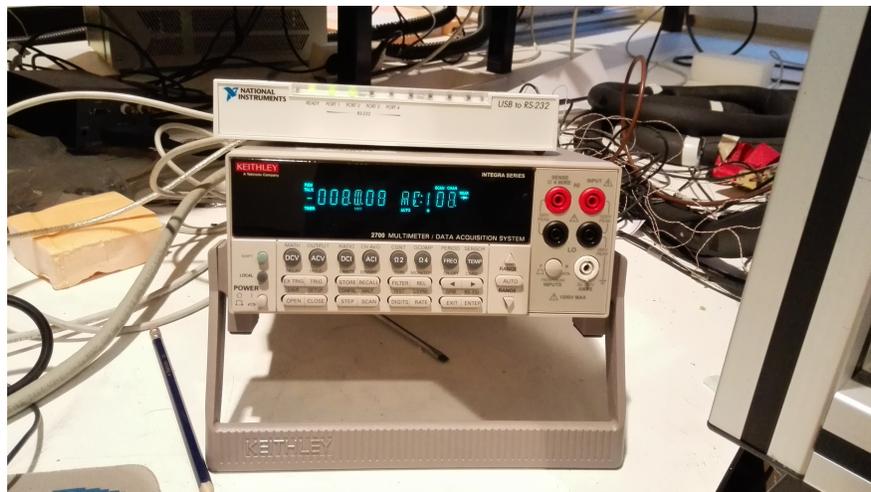


Figure 2.6 : Centrale acquisition des données

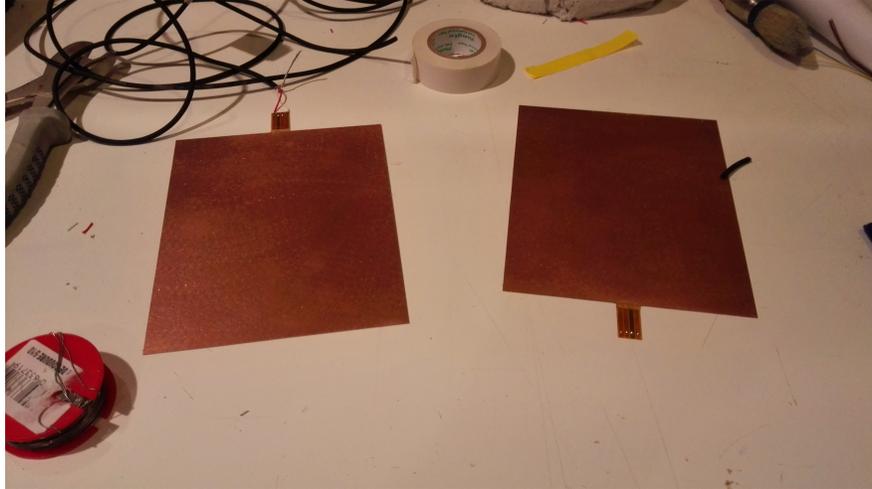


Figure 2.7 : Fluxmètres à gradient tangentiels

La Figure 2.8 montre l'évolution des températures imposées sur les deux faces de l'échantillon. Un palier en température sous la température de fusion est imposé dans un premier temps afin d'obtenir un état isotherme de l'échantillon à caractériser : température constante de  $7,5\text{ °C}$  et flux nul (Figure 2.9). Ensuite une rampe en température est programmée afin de chauffer la paroi stockeuse et de faire passer le MCP de l'état solide à l'état liquide (la température augmente de  $7,5\text{ °C}$  à  $38,5\text{ °C}$  en 4h00). Un second palier isotherme ( $38,5\text{ °C}$ ) est imposé jusqu'à ce que les densités de flux soient nulles indiquant un état thermique stable. Le MCP est alors à l'état liquide dans les micro-capsules et le mortier. Ensuite, une seconde rampe en température d'une durée de 4h00 est imposée, mais cette fois en refroidissement afin que le MCP se resolidifie et revienne à l'état thermique stable de départ (température de  $7,5\text{ °C}$  et flux nul). Durant ces cycles de chauffage et de refroidissement, la paroi stockeuse aura stocké et déstocké de l'énergie sensible et latente et aura subi des régimes transitoires qui nous permettront d'identifier les propriétés thermophysiques de la paroi (conductivités et capacités thermiques lorsque le MCP est à l'état solide ou liquide, chaleur latente et température de fusion).

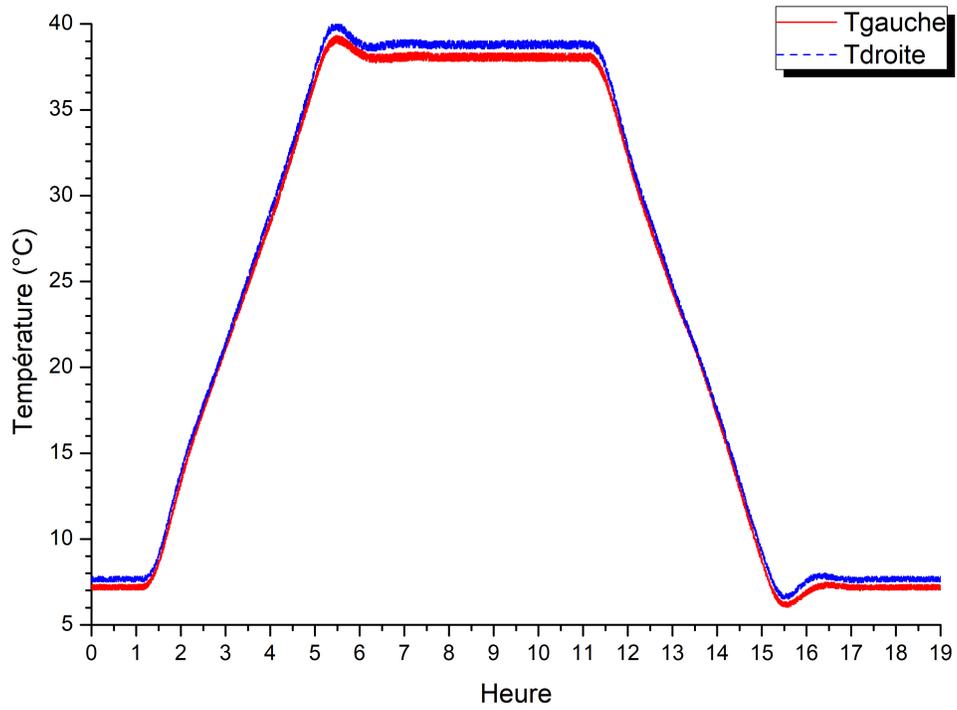


Figure 2.8 : Évolution de la température sur les faces gauche et droite de l'échantillon

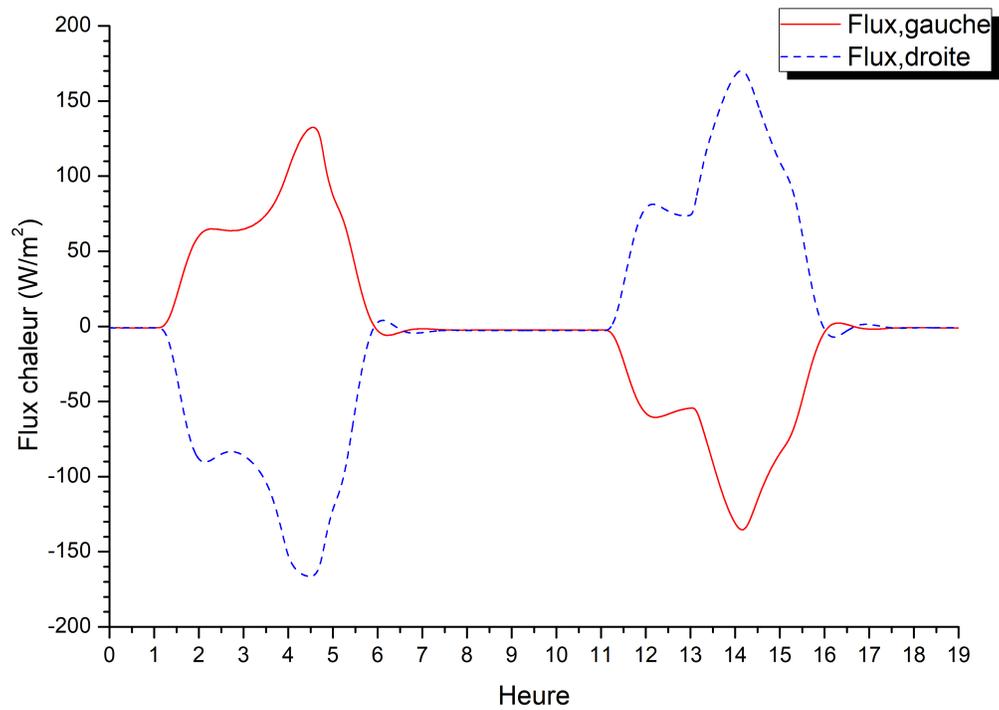


Figure 2.9 : La variation du flux chaleur côté gauche et droit de l'échantillon

## 2.3 Modèle numérique de la paroi stockeuse / Utilisation du logiciel Dymola

### 2.3.1 Modèle thermodynamique

Pour cette caractérisation, seuls les transferts thermiques par conduction sont concernés. Le MCP étant micro-encapsulé, nous considérerons qu'il n'existe pas de convection naturelle dans les micro-capsules puisque leurs dimensions varient entre 5 et 40  $\mu\text{m}$  et que celles-ci sont uniformément réparties dans la matrice de mortier ciment. Pour établir les équations d'états du matériau composite (mortier + MCP), nous avons considéré que le comportement thermodynamique du MCP pouvait être assimilé à celui d'une solution binaire sans eutectique faiblement concentré [Thèse William Maréchal [67]]. Le modèle implémenté dans le logiciel Dymola/Modelica pour reproduire le comportement thermique du matériau composite et nécessaire à l'identification de ses propriétés thermophysiques est construit à partir de l'équation de la dérivée de l'enthalpie.

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.1)$$

Le modèle implémenté est un modèle de conduction unidirectionnel d'un matériau monocouche homogène en régime transitoire. La discrétisation est faite en prenant en compte pour chaque maille deux résistances et une capacité qui varient avec la température (voir Figure 2.10) :

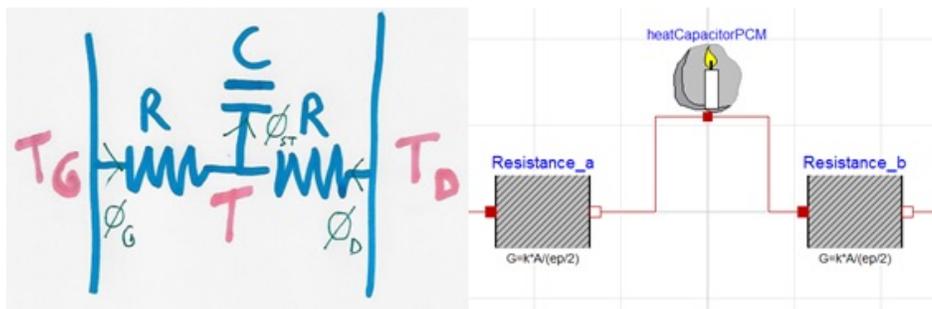


Figure 2.10 : Modèle d'une maille de matériau à changement de phase, à gauche : schéma, à droite : modélisation sous Dymola

$$C = m.c \quad (2.2)$$

$$c = \frac{dh}{dT} \quad (\text{voir détail plus bas}) \quad (2.3)$$

$$U = \frac{2 \cdot \lambda \cdot A}{e_{\text{maille}}} \quad (2.4)$$

$$\Phi_{ST} = \rho \cdot e_{\text{maille}} \cdot A \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2.5)$$

$$\Phi_G = U \cdot (T_G - T) \quad (2.6)$$

$$\Phi_D = U \cdot (T_D - T) \quad (2.7)$$

$$\Phi_{ST} = \Phi_G + \Phi_D \quad (2.8)$$

Aux limites du matériau, on ajoute dans Dymola une résistance de surface et les conditions suivantes sont donc imposées :

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{1}{R_G} (T_{x=0} - T_{pG}(t)) \quad (2.9)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=e} = \frac{1}{R_D} (T_{x=e} - T_{pD}(t)) \quad (2.10)$$

où  $T_{pG}(t)$  et  $T_{pD}(t)$  correspondent à la température imposée sur les faces de la paroi pendant l'expérience (à gauche (G) pour  $x=0$  et à droite (D) pour  $x=e$ ,  $e$  étant l'épaisseur de la paroi).  $R_G$  et  $R_D$  correspondent aux résistances de contact entre les fluxmètres et l'échantillon. Elles dépendent principalement des conditions de montage et de l'état de surface de l'échantillon. Ainsi, elles peuvent être comparativement différentes.

Chaque maille possède les mêmes propriétés thermiques ( $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$ ) et la même épaisseur ( $e_{\text{maille}}$ ). Après une étude paramétrique, une discrétisation de trente mailles a été retenue. Les propriétés thermophysiques et dimensionnelles utilisées sont celles du matériau composite apparent, c'est à dire que le matériau composite issu du mélange de mortier ciment et du MCP est considéré comme un matériau homogène et isotrope.

Il est donc nécessaire de déterminer la courbe enthalpique  $h(T)$ . La courbe enthalpique

d'une solution binaire sans eutectique est de la forme illustrée sur la Figure 2.11. La formulation de cette courbe fait intervenir, la température de fin de fusion ( $T_M$ ), la température de fusion associé au corps pur ( $T_A$ ) du MCP, les chaleurs spécifiques du matériau composite lorsque le MCP est à l'état solide ( $c_{solide}$ ) et à l'état liquide ( $c_{liquide}$ ) ainsi que la chaleur latente de changement de phase ( $L_A$ ) contenu dans le matériau composite.

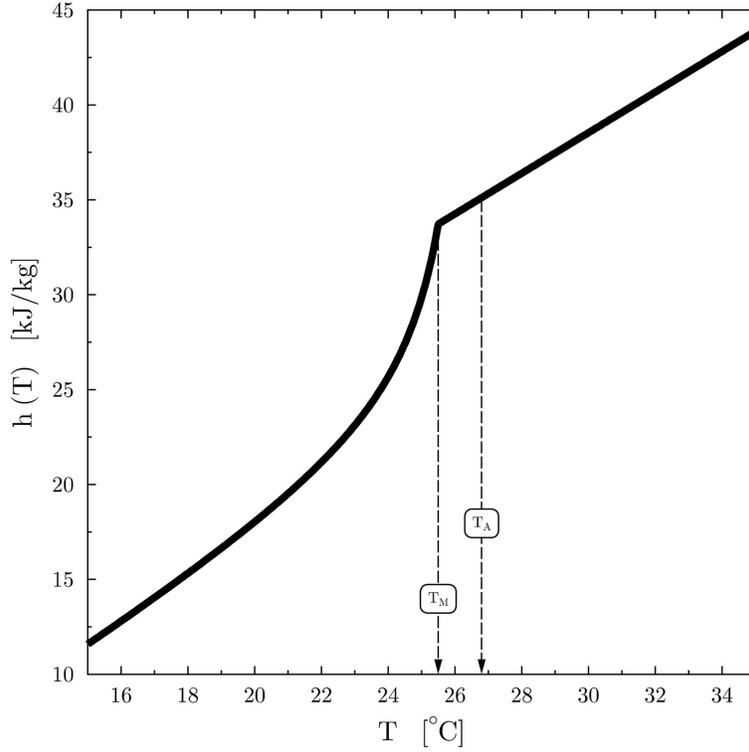


Figure 2.11 : Courbe enthalpique en fonction de la température

L'équation de la dérivée de l'enthalpie [58, 59] est donnée par l'équation ci-dessous et est représentée par la Figure 2.12.

$$\frac{dh_{mcp}}{dT} = \begin{cases} \left( \frac{T_A - T_M}{T_A - T} \right) c_{liquide} + \left( 1 - \frac{T_A - T_M}{T_A - T} \right) c_{solide} + L_A \frac{T_A - T_M}{(T_A - T)^2} & \text{if } T < T_M \\ c_{liquide} & \text{if } T \geq T_M \end{cases} \quad (2.11)$$

Pour déterminer les propriétés thermophysiques de la paroi, nous utilisons une méthode inverse et d'optimisation décrites dans le paragraphe suivant.

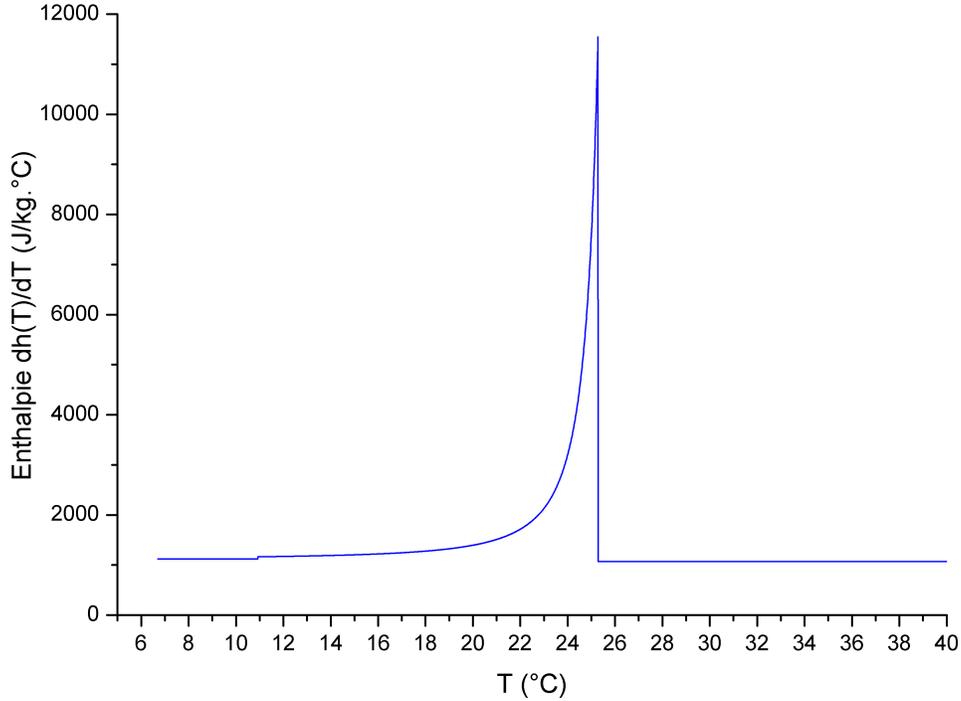


Figure 2.12 : La courbe de la dérivée de l’enthalpie par rapport à la température T

### 2.3.2 Méthode inverse et Optimisation par GenOpt sous environnement Dymola/Modelica

La méthode inverse consiste à minimiser une fonction objectif  $f$  déduites de la somme des carrés des écarts entre les flux calculés à partir du modèle décrit dans le paragraphe précédent et les flux mesurés et présentés dans le paragraphe 2.2.

$$f = \sum \sum (F_{Gexp} - F_{Gcalc})^2 + \sum (F_{Dexp} - F_{Dcalc})^2 \quad (2.12)$$

La méthode d’optimisation consiste à minimiser cette fonction objectif en faisant varier les paramètres à identifier i.e. les données d’entrée du modèle numérique (Figure 2.13).

Les paramètres connus sont l’épaisseur  $ep_{m\_mcp}$  et la masse volumique  $\rho_{m\_mcp}$  de l’échantillon. Ici, nous avons considéré que la conductivité du matériau composite ( $\lambda_{mcp}$ ) était identique quel que soit l’état du MCP (liquide ou solide). Pour l’identification, le logiciel GenOpt est utilisé. GenOpt est un programme d’optimisation qui permet la minimisation d’une fonction de coût ( $f$ ), cette dernière étant évaluée par un programme de simulation externe, tel que EnergyPlus, Trnsys, Dymola, IDA-ICE ou DOE-2 [68]. GenOpt peut être couplé à n’importe quel programme de simulation qui lit ses paramètres d’entrée à partir de fichiers de format texte et écrit ses résultats dans d’autres fichiers de même format. Les variables indépendantes

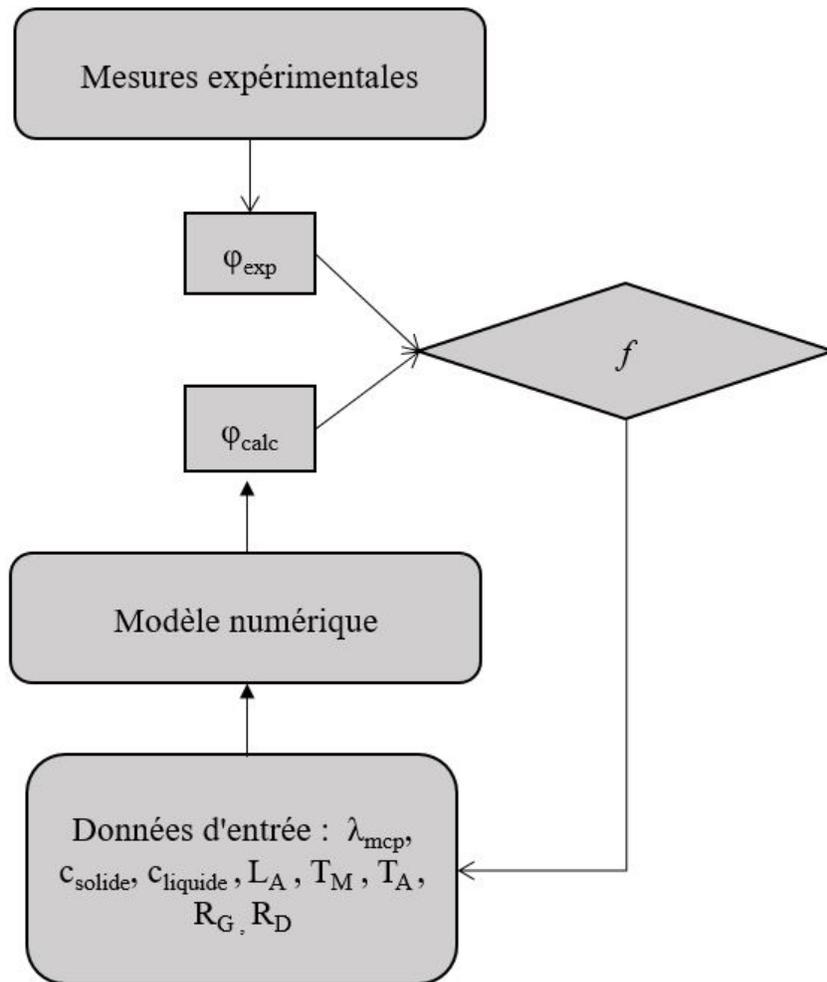


Figure 2.13 : Schéma de la méthode inverse

peuvent être des variables continues, discrètes ou les deux.

Les étapes du fonctionnement du logiciel GenOpt s'effectuent dans l'ordre suivant :

- lecture du fichier de données d'entrée ;
- lancement du programme de simulation ;
- vérification des erreurs de simulation possibles ;
- lecture de la fonction objectif calculée par le programme de simulation ;
- détermination d'un nouveau jeu de paramètres d'entrée pour la prochaine simulation en s'appuyant sur des méthodes d'optimisation (plusieurs méthodes sont disponibles) ;
- modification du fichier de données d'entrée ;
- répétition de l'ensemble du processus jusqu'à ce qu'un minimum de la fonction soit trouvé.

La méthode d'optimisation utilisée ici est une méthode de descente non linéaire appelée "Generalized Pattern Search" à points initiaux multiples. Elle permet de traiter l'optimisation de systèmes non linéaires et non continus. Elle utilise plusieurs valeurs initiales aléatoires pour les paramètres, ce qui permet d'éviter les minimums locaux. La Figure 2.15 donne une bonne idée de la manière dont la méthode fait varier les paramètres (plus de détails sur cette méthode dans [69]).

Afin de déterminer les paramètres à identifier, il est nécessaire de définir pour GenOpt leurs bornes (valeur minimale et maximale), leur pas de variation et de définir un jeu de paramètre initial utilisé pour le premier calcul. Ces éléments sont présentés dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.3 : Variation paramétrique (M + MCP).

Variable	Description	Minimum	Initiale	Maximum	Pas
$\lambda_{m\_mcp}$	Conductivité thermique du MCP, W/m.K	0.3	0.5	0.7	0.05
$TM_{m\_mcp}$	Température de fusion, K	297	298	300	0.1
DT	Écart entre $TM_{m\_mcp}$ et $TA_{m\_mcp}$	0.5	1	2	0.1

Tableau 2.3 : La condition paramétrique de l'échantillon (M + MCP).

Variable	Description	Minimum	Initiale	Maximum	Pas
$LA_{m\_mcp}$	Chaleur latente, J/kg	14000	16500	18000	50
$c_{solide}$	Chaleur spécifique à l'état solide, J/kg.K	900	1100	1400	50
$c_{liquide}$	Chaleur spécifique à l'état liquide, J/kg.K	800	1000	1400	50
$R_G$	Résistance de contact face gauche, $m^2 \cdot ^\circ C/W$	0.005	0.01	0.05	0.01
$R_D$	Résistance de contact face gauche, $m^2 \cdot ^\circ C/W$	0.005	0.01	0.05	0.01

La Figure 2.14 nous montre le schéma du modèle de caractérisation de l'échantillon. La modélisation de l'échantillon est représentée par l'icône bleu où figure une bougie blanche. L'échantillon est sollicité par deux températures variables issues des mesures dont les valeurs sont lues dans l'objet "ExpData" à gauche du schéma. On prend en compte autour de l'échantillon deux résistances de contact (contact\_L et contact\_R). On mesure les flux en surface qui sont comparés aux flux expérimentaux par les objets « feedback\_l » et « feedback\_R ». Après avoir été élevés au carré, les écarts sont sommés puis intégrés sur la période voulue pour l'optimisation. La fonction objectif est le résultat de cette fonction "int" (en bas à droite). La Figure 2.15 montre l'optimisation de la fonction de coût en fonction des variations paramétriques dans le logiciel GenOpt. Précisons que trois optimisations sont réalisées à partir de trois jeux de paramètres, le premier initié par l'utilisateur et les deux suivants générés par GenOpt. L'optimisation qui sera retenue sera celle qui aboutira à la fonction objectif la plus faible.

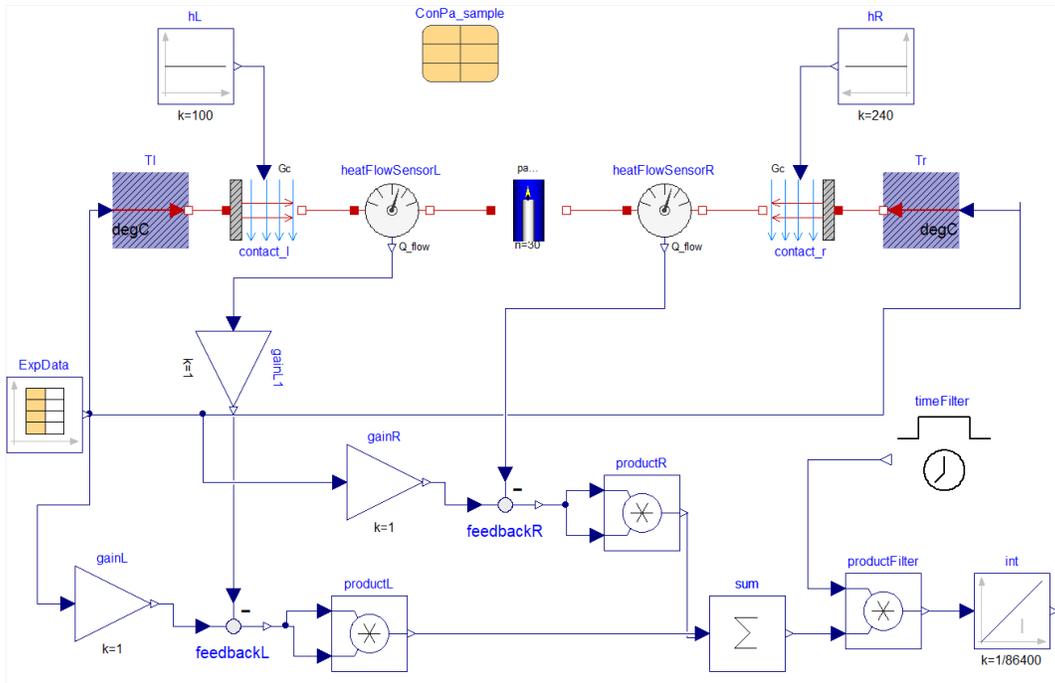


Figure 2.14 : Schéma de caractérisation de l'échantillon (mortier + MCP) par méthode inverse à l'aide Dymola

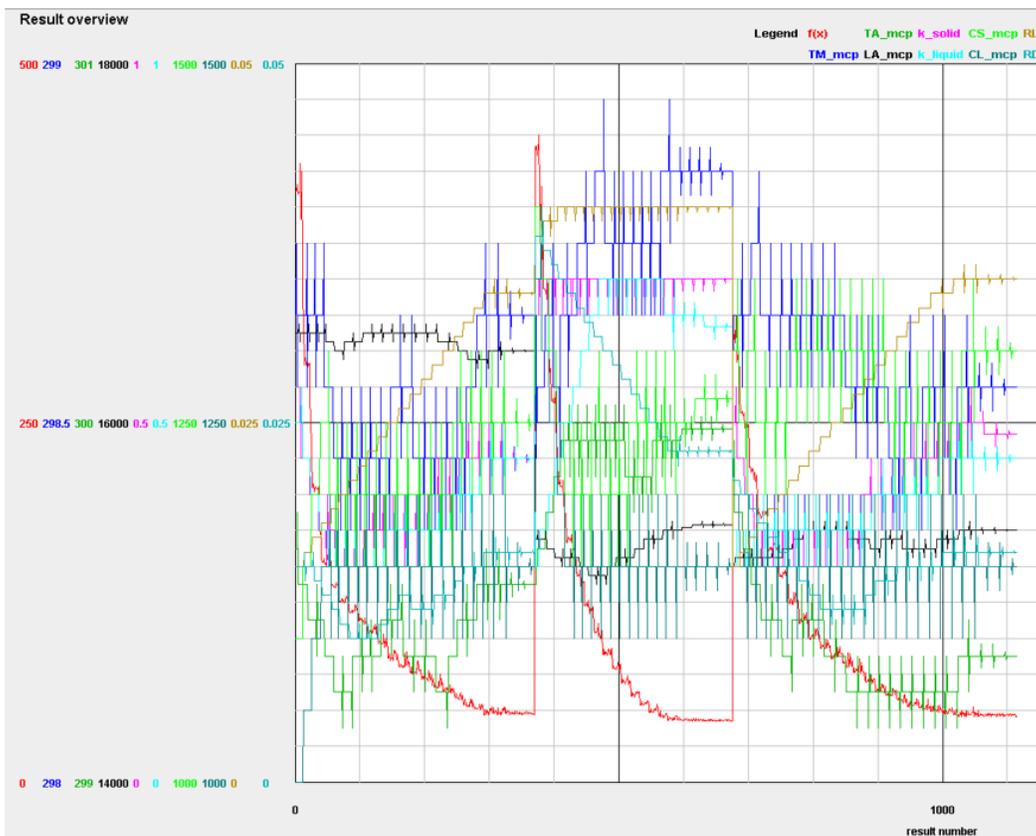


Figure 2.15 : L'optimisation de la fonction de coût (int.y) par GenOpt

## 2.4 Résultats de la caractérisation

La Figure 2.16 et 2.17 nous montrent les résultats de l'optimisation du programme pendant et à la fin de l'optimisation. Les paramètres optimisés obtenus sont présentés dans le Tableau 2.5 de la section.

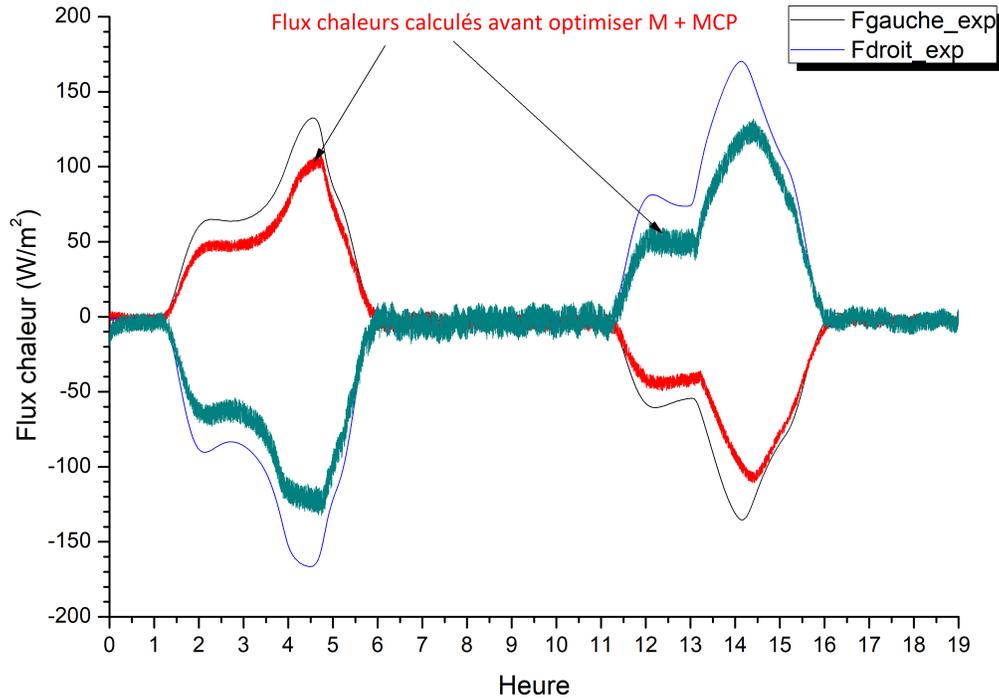


Figure 2.16 : Flux calculés avant la fin de l'optimisation

Tableau 2.4 : Résultats des optimisations à partir des trois jeux de paramètres initiaux sont les suivants.

Numéro de simulation	f(x)	$LA_{m\_mcp}$	$\lambda_{m\_mcp}$	$c_{solide}$	$c_{liquide}$	$R_G$	$R_D$	$T_M$	$T_A$
3012	457825.1	17099.992	0.622	1177.78	1149.99	0.0214	0.0391	25.833	27.367
5163	457825.0	17099.992	0.622	1177.78	1150.00	0.0214	0.0391	25.833	27.367
9493	457825.0	17100.006	0.622	1177.78	1150.00	0.0214	0.0391	25.833	27.367

On remarque que les résultats sont sensiblement les mêmes pour les trois points initiaux testés. Les valeurs des paramètres optimisés sont reportés dans la Table 2.5 et les flux évalués par simulation avec ces paramètres sont comparés aux flux expérimentaux dans la Figure 2.16 et 2.17.

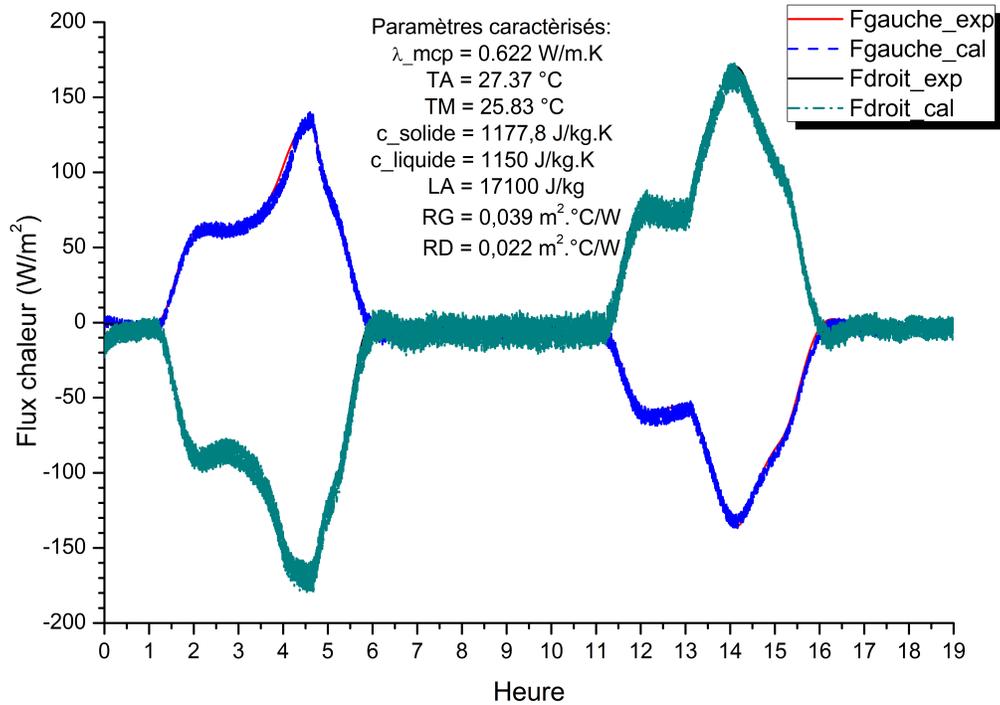


Figure 2.17 : Résultats des flux comparés entre le modèle numérique des MCP caractérisés et les mesures expérimentales

Tableau 2.5 : Propriétés thermophysiques du matériau composite optimisées.

Matériau	Variable	Description	Valeur	Unité
Mortier + MCP	$\lambda_{m\_mcp}$	Conductivité thermique	0,622	$\text{W}/(\text{m.K})$
	$TA_{m\_mcp}$	Température de corps pur	27,37	$^\circ\text{C}$
	$TM_{m\_mcp}$	Température de la fin de fusion	25,83	$^\circ\text{C}$
	$c_{solide}$	Chaleur spécifique à l'état solide	1178	$\text{J}/\text{kg}/\text{K}$
	$c_{liquide}$	Chaleur spécifique à l'état liquide	1150	$\text{J}/\text{kg}/\text{K}$
	$LA_{m\_mcp}$	Chaleur latente	17100	$\text{J}/\text{kg}$
	$R_G$	Résistance de contact face gauche	0,039	$\text{m}^2.\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$
	$R_D$	Résistance de contact face droite	0,022	$\text{m}^2.\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$

Les valeurs identifiées ci-dessus montrent une différence entre les résistances de contact de la face droite et de la face gauche de l'échantillon très certainement due au montage de l'instrumentation ainsi qu'aux différences des états de surface de la paroi. Les capacités thermiques massiques sont très proches ce qui tendrait à indiquer que l'état liquide ou solide du MCP dans le mortier a peu d'influence sur le stockage d'énergie sensible. La température  $T_M$  de fin de fusion ou de solidification est très proche de la température indiquée par le fabricant BASF, c'est à dire 26 °C. La valeur de la chaleur latente contenue par le matériau est elle aussi logique si l'on compare à la chaleur latente du MCP micro-encapsulé estimée par DSC [70] à 99 KJ/kg. Au moment de la réalisation du matériau composite, le pourcentage en masse de MCP a été estimé à 17% du total de la masse des matériaux secs. La chaleur latente attendue dans le matériau composite serait ainsi de 18.8 kJ/kg. La valeur issue de la caractérisation est égale à 17,1 kJ/kg soit un écart relatif de 9% par rapport à la valeur attendue.

Ces résultats montrent que la méthode inverse utilisée ainsi que le modèle numérique utilisé sont fiables pour identifier les propriétés thermophysiques du matériau composite (mortier de ciment intégrant un matériau à changement de phase micro-encapsulé).

## 2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, la caractérisation du MCP a été réalisée par méthode inverse en s'appuyant sur des essais expérimentaux réalisés dans le laboratoire. Des mesures de flux et de températures aux faces de l'échantillon ( $\varphi_{\text{gauche}}$ ,  $\varphi_{\text{droite}}$ ,  $T_{\text{gauche}}$ ,  $T_{\text{droite}}$ ) ont été utilisés afin d'identifier les caractéristiques de l'échantillon. Un modèle numérique représentant les transferts thermiques au sein de l'échantillon soumis à des sollicitations thermiques imposées en température a été développé sous l'environnement Dymola/Modelica. GenOpt est le logiciel d'optimisation qui a permis d'identifier les paramètres inconnus (résistances thermiques) ainsi que les propriétés thermophysiques par itérations successives. L'intérêt de cette étude est que nous avons déterminé les propriétés thermophysiques de la paroi stockeuse (données d'entrée du modèle numérique) qui sera implantée dans la maquette du mur solaire, maquette qui servira à la validation du modèle du mur solaire dans le chapitre suivant.

L'idée de départ était de réaliser un matériau composite intégrant un MCP micro-encapsulé dans une matrice de mortier ciment. L'intérêt de ce matériau est qu'il est envisageable de réaliser des éléments assemblables de dimensions et de manutentions identiques à un carreau de plâtre, ceci permettant de conserver la réalisation d'un mur solaire préfabriqué plus facile à mettre en œuvre.

Le MCP micro-encapsulé (BASF 5001DX) utilisé ici a fait l'objet d'études préalables

de caractérisation par le laboratoire mais sur des échantillons plus petits ( $25 \times 25 \text{ cm}^2$ ). Ici le dispositif expérimental est différent et de dimensions plus importantes permettant de caractériser la paroi qui sera implantée en situation réelle. Les plaques échangeuses sont de dimensions  $1\text{m} \times 1\text{m}$  et d'inertie thermique beaucoup plus élevée nécessitant d'avoir des bains thermostatés plus imposants et des puissances de chauffage et de refroidissement plus conséquents.

Le pourcentage de MCP intégré dans le mortier (17%) a été établi en fonction d'essais préalables. Les microcapsules ont des dimensions très faibles ( $6 \mu\text{m}$  [59]) avec de ce fait une surface spécifique très importante et un pouvoir d'adsorption élevé. Il est donc nécessaire au moment de la réalisation d'ajouter une grande quantité d'eau ce qui impacte la résistance mécanique du matériau final et augmente les risques de fissuration. 17% était de ce fait un bon compromis vis-à-vis de la mise en œuvre et de la quantité de chaleur latente incluse dans le matériau. En ce qui concerne la température de fusion, à cet instant, il ne nous était pas possible de connaître la température optimale de fusion du MCP. La température de fusion de  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  nous semblait adaptée à notre application. L'inclusion de MCP micro-encapsulé ( $\rho = 300 \text{ kg/m}^3$ ) dans un mortier a pour conséquence de diminuer la masse volumique de l'échantillon fabriqué par rapport à un mortier classique ; pour la paroi stockeuse la masse volumique a été estimée à  $\rho = 1329 \text{ kg/m}^3$ .

Le chapitre suivant concerne la modélisation du mur solaire composite intégrant la paroi stockeuse qui a été étudiée dans ce chapitre.

# Chapitre 3

## Modélisation du mur solaire composite

Dans ce chapitre, nous étudierons la modélisation du mur solaire Trombe composite qui est basée sur la description de chacun de ses composants élémentaires et la modélisation des phénomènes de transfert et de stockage de chaleur qui régissent son comportement et ses performances thermiques. L'outil informatique que nous avons utilisé ici est le logiciel Dymola (Dynamic Modeling Laboratory), environnement de simulation orienté objet qui sera présenté plus en détail dans ce chapitre. Il n'existe pas actuellement de modèle du mur Trombe composite dans la bibliothèque du programme. De ce fait, il a été nécessaire d'en créer un en assemblant divers éléments de base existant dans la bibliothèque «Building» du programme, (p.ex. modèles de transfert thermique par convection, rayonnement et conduction). Cette bibliothèque est régulièrement mise à jour du fait de l'activité importante de la communauté de chercheurs en thermique des bâtiments. Il a été nécessaire d'en modifier certains pour les adapter au contexte de notre étude et même d'en créer de nouveaux par exemple pour l'élément stockeur avec matériaux à changement de phase. Afin de s'assurer de la validité du modèle numérique que nous avons élaboré, nous avons fabriqué une maquette à petite échelle d'un mur Trombe composite dans notre laboratoire. Celui-ci est soumis à un environnement naturel et un ensemble de capteurs permet l'acquisition d'un grand nombre de données expérimentales qui peuvent être comparées aux résultats numériques du modèle. Cette étape est très importante avant de générer un modèle de mur à taille réelle pour évaluer ses performances dans le cadre de la simulation d'un bâtiment complet (une maison individuelle).

Dans la section 3.1, nous présentons la description générale du logiciel Dymola/Modelica et de ses concepts de modélisation numérique. Nous allons également présenter et comparer sept bibliothèques émergentes et leurs liens avec le code source de Dymola/Modelica. Cette partie expliquera la raison pour laquelle nous avons fait le choix de la bibliothèque "buildings" pour notre modèle numérique de simulation thermique dynamique. Dans la section

3.2, sont décrits les modèles physiques des différents éléments du murs et de leurs interactions thermiques. Ceci permet d'évaluer les conditions de transfert et de stockage d'énergie thermique par le mur en interaction avec son environnement climatique. Les équations relatives aux conditions aux limites, aux transferts dans les différentes couches de matériaux, les échanges superficiels radiatifs et convectifs, le fonctionnement des lames d'air ventilées ou non sont présentés ici. Nous présenterons également la méthode utilisée pour calculer l'énergie récupérée par l'air qui circule dans la lame d'air ventilée intérieure.

Dans la section 3.3, nous présentons la démarche de validation de notre modèle par comparaison avec les données expérimentales. Nous présenterons le dispositif : les matériaux, la géométrie, l'instrumentation associée et les équipements utilisés. Les données météorologiques d'entrée ont été mesurées simultanément pendant l'expérience et sont décrites dans cette partie. Enfin dans la dernière section (section 3.4) nous présentons les résultats de la comparaison entre les résultats de la simulation numérique et les mesures expérimentales. Nous discuterons en particulier des résultats au niveau de la variation des flux de chaleur et des températures des surfaces extérieure et intérieure de la paroi stockeuse, de la température d'air à la sortie de la lame ventilée, et de l'énergie récupérée à ce niveau. Nous terminerons par une conclusion pour ce chapitre.

## 3.1 Choix du logiciel de simulation

Actuellement des moyens de calcul performants sont assez facilement accessibles au plus grand nombre et il est donc très intéressant de pouvoir mettre en œuvre des outils de simulation des performances de systèmes, processus, bâtiments, etc... en régimes dynamiques, sans avoir à construire des expérimentations coûteuses en temps, en matériel et en moyens humains. Ces outils numériques permettent de tester rapidement des variations dimensionnelles ou de principe et ainsi d'éviter des erreurs importantes dans le cadre de la conception de nouveaux composants. En simulation thermique dynamique, il existe plusieurs logiciels performants qui permettent de modéliser et de simuler un nombre de cas considérables dans des situations diverses et variées. Ces logiciels incluent en général une interface graphique, un moteur de calcul ou solveur, une bibliothèque de composants de forme et d'usage courant et éventuellement des outils pour en créer de nouveaux qui n'existent pas dans les bibliothèques standards. Ces logiciels s'appellent par exemple : TRNSYS, OpenStudio, EnergyPlus, et Dymola/Modelica.

Ces logiciels sont plus ou moins « ouverts ». Dans de nombreuses disciplines, il est très utile de pouvoir utiliser l'environnement logiciel de calcul numérique et d'y intégrer de nouveaux composants par l'intermédiaire d'outils de codage ou de programmation. Ceci consiste en

particulier à pouvoir introduire de nouveaux concepts physiques, décrits par des équations particulières et qui n'apparaissent que dans des contextes originaux liés à la recherche ou à l'innovation.

Figure 3.1 vous montre la manière selon laquelle nous utilisons nos résultats expérimentaux comme données d'entrée pour valider l'étude numérique.

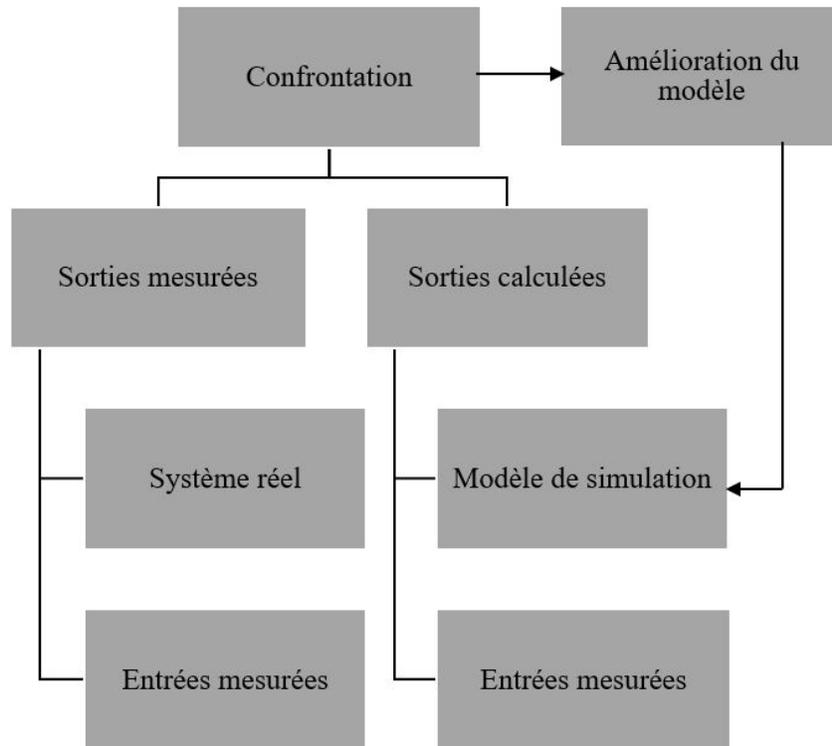


Figure 3.1 : Confrontation modélisation et expérimentation [71]

### 3.1.1 Présentation du logiciel Dymola/Modelica

Dymola est un logiciel de modélisation et de simulation de systèmes multi-physiques. Dymola intègre une interface simple et pratique pour la création de modèles, et un solveur symbolique et numérique pour des modèles complexes. Dymola est basé sur le langage de modélisation Modelica caractérisé entre autre par :

- Un langage open source maintenu par un groupe de travail international (Association Modelica) ;
- Une modélisation acausale qui permet de réaliser des modules réutilisables dans des contextes différents ;

- Une résolution numérique pour des composants qui peuvent être décrits par des équations différentielles, algébriques ou discrètes ;
- Une modélisation avec un langage orienté-objet (classe, instance, héritage) qui permet l'élaboration de simulation complexe par association d'éléments interconnectés ;
- Une interface permet l'association simple des éléments entre eux en représentant les relations physiques par des liaisons graphiques élaboration de modèles à partir de composants (schématisation).

Les capacités d'application de Dymola en ingénierie des systèmes sont uniques. Il est possible de simuler le comportement dynamique et des interactions complexes entre les systèmes de nombreux domaines de l'ingénierie, tels que la mécanique, l'électricité, la thermodynamique, l'hydraulique, la thermique etc et de mettre en œuvre des stratégies de contrôle de systèmes au plus près de la réalité physique.

### 3.1.2 Le choix de bibliothèque "Buildings" sur Dymola/Modelica

Dans le domaine de la thermique et de l'énergétique du bâtiment, de plus en plus de chercheurs utilisent le langage Modelica et de nouvelles bibliothèques voient le jour régulièrement. Une annexe de l'Agence Internationale de l'Energie est d'ailleurs en cours sur le sujet <sup>1</sup>[72]. Dans le cadre de cette annexe, la tâche 1.1 a été prévue pour développer une bibliothèque commune de modélisation pour le bâtiment. Cette tâche s'est finalement un peu transformée pour aboutir à la création d'un noyau commun de modèles appelé "Annex60" à utiliser dans différentes bibliothèques pour le bâtiment. Ce « noyau » commun est utilisé actuellement par 4 bibliothèques. Le Tableau 3.1 présente les 7 bibliothèques étudiées, la bibliothèque "building" est choisie pour modéliser notre étude.

Tableau 3.1 : Liste des bibliothèques de thermique du bâtiment sur Modelica.

Nom de la bibliothèque	Principal développeur	Site Web	Site de développement (et de téléchargement)	Date de la dernière version au 1 février 2016	Date de la première version Opensource	version étudiée	Utilisation de la bibliothèque Annex60	Licence utilisée
Aixlib	RWTH Aachen, Allemagne	-	[73]	Déc. 2015	2013	v0.2.1	oui	Modelica Licence 2.0

1. IEA EBC Annex 60 : New generation computational tools for building and community energy systems based on the Modelica and Functional Mockup Interface standards

Tableau 3.1 : Liste des bibliothèques de thermique du bâtiment sur Modelica.

Nom de la bibliothèque	Principal développeur		Site Web	Site de développement (et de téléchargement)	Date de la dernière version au 1 février 2016	Date de la première version Opensource	version étudiée	Utilisation de la bibliothèque Annexe60	Licence utilisée	
Annex60	Participants de la tâche 1.1 de l'annexe 60 de l'AIE		[72]	[74]	Sept. 2013	2013	v0.1	-	Basé sur Modelica Licence 2.0	
ATPlus	EIT	Kaiserslautern, Allemagne	[75]	[76]	Sept. 2005	2002	v2.1	non	Non spécifiée	
Buildings	LBNL	Berkeley, USA	[77]	[78]	Juil. 2015	2008	v2.1.0	oui	Basé sur Modelica Licence 2.0	
Building-System	Udk	Berlin, Allemagne	[79]	[80]	Oct. 2014	2012	v0.1	oui	Modelica	Licence 2.0
BuildSysPor	EdF,	Les Renardières, France	-	[81]	Déc. 2015	2016	v2015.12	non	Modelica	Licence 2.0
IDEAS	KU Leuven,	Belgique	-	[82]	Sept. 2015	2013	v0.3	oui	Modelica	Licence 2.0

La bibliothèque "Buildings" en code source libre dans le domaine de Dymola/Modelica est sortie en 2008. La bibliothèque Buildings ([83], [84]) a été développée au LBNL aux Etats Unis. Il s'agit de la bibliothèque la plus aboutie actuellement dans le domaine du bâtiment. Elle permet de faire de la modélisation multizone de bâtiments mais aussi de coupler la simulation multizone à un modèle de mécanique des fluides numériques du type Fast Fluide Dynamique [85]. Elle intègre des modèles de qualité de l'air et de transferts aérauliques issus du logiciel CONTAM [86]. Les équations de transfert thermique au travers des fenêtres sont reprises du logiciel WINDOW 6 [87] prenant ainsi en compte les phénomènes physiques au niveau de chaque vitrage de façon indépendante. Elle présente un nombre très important de modèles de systèmes et de contrôleurs. Elle utilise les connecteurs "fluidPort" et "heatPort" de la bibliothèque standard de Modelica. Les "fluidPort" (contenant un connecteur débit massique, un connecteur pressions et 3 connecteurs de type "stream" relatifs au transport de matière) sont mal gérés actuellement par les logiciels gratuits ce qui fait qu'elle n'est utilisable que sous Dymola. L'un des gros avantages de cette bibliothèque est la documentation qui est très complète avec une revue systématique des versions des modèles et une réactivité des

développeurs pour répondre aux questions des utilisateurs et corriger les bugs éventuels.

## 3.2 Modèle physique du mur Trombe composite

### 3.2.1 Bilan thermique sur la face externe du vitrage

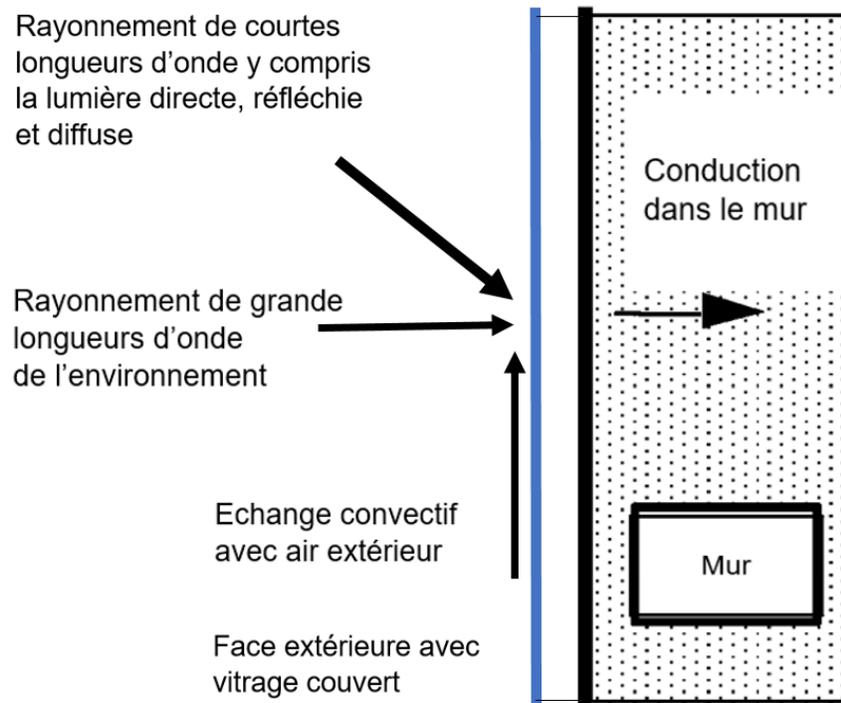


Figure 3.2 : Schéma du bilan thermique à la surface extérieure de mur solaire

Sur la surface extérieure du mur solaire, les transferts thermiques par rayonnement et par convection sont pris en compte (Équation 3.1), Figure 3.2. Ces transferts de chaleur superficiels sont linéarisés en utilisant l'hypothèse des surfaces grises dans le cas du rayonnement de grandes longueurs d'onde. Nous obtenons donc dans ce cas l'expression suivante du bilan thermique à la surface extérieure du mur solaire :

$$\varphi_v|_{x=0} = \alpha_{v1} Q_{clo,vert} + Q_{r,glo} + Q_{conv} \quad (3.1)$$

avec :

$Q_{clo,vert}$ , flux solaire global vertical sur la surface extérieure du double vitrage, ce flux est la somme des différentes composantes du rayonnement solaire incident qui atteignent la surface du vitrage (rayonnements direct, diffus, et réfléchi).

$Q_{r,glo}$ , bilan des échanges par rayonnement de grandes longueurs d'onde, entre la surface du vitrage et son environnement extérieur (sol environnement, et voûte céleste); et ce flux total est donné par l'équation suivante :

$$Q_{r,glo} = h_{r,ciel}(T_{ciel} - T_{v,ext}) + h_{r,sol}(T_{ext} - T_{v,ext}) \quad (3.2)$$

où :

$$h_{r,ciel} = \frac{\sigma \varepsilon (T_{ciel}^2 + T_{v,ext}^2) (T_{ciel} + T_{v,ext})}{1/\varepsilon_{v,ext} + 1}$$

$$h_{r,sol} = \frac{\sigma \varepsilon (T_{ext}^2 + T_{v,ext}^2) (T_{ext} + T_{v,ext})}{1/\varepsilon_{v,ext} + 1}$$

$h_{r,ciel}$  et  $h_{r,sol}$  sont le coefficient d'échange par le rayonnement à la surface extérieure de vitrage.  $h_{r,ciel}$  et  $h_{r,sol}$  sont calculés en fonction de la fluctuation de la température du ciel et de la température de l'air extérieur ( $T_{ciel}$ ,  $T_{ext}$ ).  $Q_{conv}$ , l'échange du flux convectif de la surface extérieure de vitrage avec l'air extérieur, et est calculé par l'équation :

$$Q_{conv} = h_{c,v} (T_{ext} - T_{v,ext}) \quad (3.3)$$

Le coefficient d'échange thermique par convection sur la paroi extérieure est calculé à l'aide d'une corrélation [88] :

$$h_{c,v} = \frac{2 \times 0.86 \lambda_{air} (Re^{1/2}) (Pr^{1/3})}{H + L} = \left( \frac{1.72 \lambda_{air}}{H + L} \right) \left( \frac{V_{vent} (H + L)}{2 \nu_{air}} \right)^{1/2} \left( \frac{\mu_{air} c_{air}}{\lambda_{air}} \right)^{1/3} \quad (3.4)$$

Nous obtenons donc le bilan thermique à la surface extérieure du mur solaire équipé du double vitrage par :

$$\varphi_v|_{x=0} = h_{r,ciel}(T_{ciel} - T_{v,ext}) + h_{r,sol}(T_{ext} - T_{v,ext}) + \alpha_{v1} Q_{clo,vert} + h_{c,v} (T_{ext} - T_{v,ext}) \quad (3.5)$$

Tableau 3.2 : Nomenclature des variables de sous-section 3.2.1.

Variable	Description	Units
$\varphi_v _{x=0}$	flux de chaleur à la surface extérieure de vitrage	W/m <sup>2</sup>

Tableau 3.2 : Nomenclature des variables de sous-section 3.2.1.

Variable	Description	Unités
$Q_{clo,vert}$	flux solaire global incident sur la surface verticale du mur (mesuré à l'aide d'un Pyranomètre), l'Annexe A	$W/m^2$
$Q_{r,glo}$	flux total du rayonnement grandes longueurs d'onde	$W/m^2$
$Q_{conv}$	flux superficiel échangé par convection	$W/m^2$
$h_{r,tol}$	coefficient d'échange par rayonnement avec l'environnement extérieur	$W/m^2.K$
$h_{c,v}$	coefficient d'échange par convection	$W/m^2.K$
$T_{ciel}$	température du ciel	$^{\circ}C$
$T_{ext}$	température extérieure	$^{\circ}C$
$T_{v,ext}$	température de la surface extérieure du vitrage	$^{\circ}C$
$\alpha_{v1}$	facteur d'absorption de la vitre n° 1	—
$\varepsilon_{v,ext}$	émissivité de la surface extérieure du vitrage	—
Re	nombre de Reynolds : $Re = \frac{V_{vent}(H + L)}{2\nu_{air}}$	—
	H : hauteur du mur solaire	m
	L : largeur du mur solaire	m
	$V_{vent}$ : vitesse du vent (mesurée à l'aide d'un anémomètre)	m/s
	$\nu_{air}$ : viscosité cinématique de l'air	$m^2/s$
Pr	nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\mu_{air}c_{air}}{\lambda_{air}}$	—
	$\mu_{air}$ : viscosité dynamique de l'air	kg/m.s
	$c_{air}$ : chaleur spécifique de l'air	J/kg.K
	$\lambda_{air}$ : conductivité de l'air	W/m.K
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann $5.6697 \times 10^{-8}$	$W/m^2.K^4$

### 3.2.2 Bilan thermique sur la face interne du vitrage (lame d'air non-ventilée)

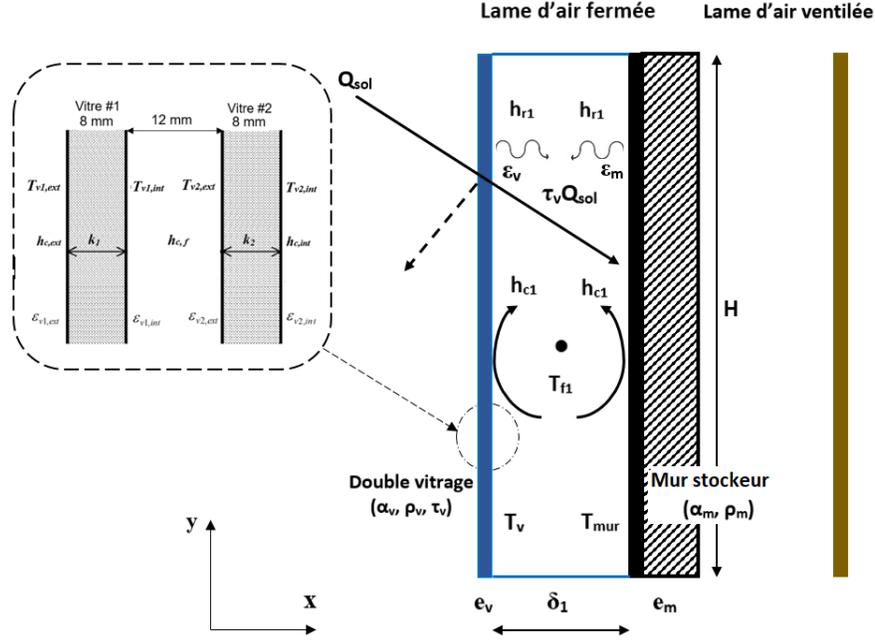


Figure 3.3 : Schéma du bilan thermique dans la lame d'air fermée

Dans la lame d'air non ventilée, (Figure 3.3) entre la face interne du vitrage ( $x = e_v$ ) et la face externe de la paroi stockeuse ( $x = e_v + \delta_1$ ), la température moyenne du fluide  $T_{fl}$  est choisie égale à la moyenne des températures de vitrage et de la surface de la paroi stockeuse :  $T_{fl} = (T_{v,int} + T_{m,ext})/2$ . Les échanges thermiques entre ces deux parois (vitrage et paroi de stockage) sont calculés à partir des équations suivantes :

$$\varphi_v|_{x=e_v} = h_{r1} (T_{m,ext} - T_{v,int}) + h_{c1} (T_{fl} - T_{v,int}) + \xi_v Q_{clo,vert} \quad (3.6)$$

$$\varphi_m|_{x=e_v+\delta_1} = h_{r1} (T_{v,int} - T_{m,ext}) + h_{c1} (T_{fl} - T_{m,ext}) + \xi_m Q_{clo,vert} \quad (3.7)$$

où :

$h_{r1}$  est le coefficient d'échange par rayonnement entre les deux parois surfaciques (vitrage et mur stockeuse), (Annexe D.2).

$$h_{r1} = \frac{\sigma (T_{m,ext}^2 + T_{v,int}^2) (T_{m,ext} + T_{v,int})}{1/\varepsilon_{v,int} + 1/\varepsilon_{m,ext} - 1} \quad (3.8)$$

Le coefficient d'échange par convection  $h_{c1}$  dans la lame d'air non ventilée entre les deux parois est calculé à partir de la corrélation Hollands et Buchberg [89, 90] :

$$Nu = \frac{h_{c1}H}{\lambda_{f1}} = \max \left\{ 1, 0.288 \left( \frac{Ra.L}{H} \right)^{1/4}, 0.039 \left( \frac{Ra.L}{H} \right)^{1/3} \right\} \quad (3.9)$$

Pour augmenter l'efficacité du mur, plusieurs paramètres caractéristiques de la couverture extérieure sont importants : le coefficient de transmission global du double vitrage  $\tau$  et le facteur d'émissivité  $\varepsilon$  des vitres influent considérablement sur la récupération d'énergie solaire et la limitation des déperditions. Il en est de même au niveau des lames d'air et surtout du coefficient d'absorption solaire de la paroi opaque. Du fait de la multi-réflexion entre les deux parois de la lame d'air non ventilée,  $\xi_v$  et  $\xi_m$  présentent la somme des flux absorbés (conversion en chaleur) par le vitrage (localisation) et par la paroi stockeuse, (cf. Annexe D.1) :

$$\xi_v = \frac{\tau_1 \alpha_2}{1 - \rho_2 \rho_1} + \frac{\tau_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2}{1 - \rho_m \rho_2} \left( 1 + \frac{\rho_2 \rho_1}{1 - \rho_2 \rho_1} \right) \quad (3.10)$$

$$\xi_m = \frac{\tau_1 \tau_2 \alpha_m}{1 - \rho_m \rho_2} + \left( \tau_1 \tau_2 \alpha_m + \frac{\tau_1 \tau_2^3 \rho_m \rho_1 \alpha_m}{1 - \tau_2^2 \rho_m \rho_1} \right) \quad (3.11)$$

Tableau 3.3 : Nomenclature des variables de sous-section 3.2.2.

Variable	Description	Units
$\varphi_{v x=e_v}$	flux de chaleur à la surface intérieure du vitrage	W/m <sup>2</sup>
$\varphi_{m x=e_v+\delta_1}$	flux de chaleur à la surface extérieure du mur	W/m <sup>2</sup>
$h_{r1}$	le coefficient d'échange par rayonnement entre le vitrage et le mur stockeur	W/m <sup>2</sup> .K
$h_{c1}$	le coefficient d'échange par convection à la surface de vitrage et du mur stockeur	W/m <sup>2</sup> .K
$T_{v,int}$	la température de la surface intérieure du vitrage	°C
$T_{m,ext}$	la température de la surface extérieure du mur stockeur	°C
$T_{f1}$	la température moyenne du fluide dans la lame d'air non ventilée	°C
$\alpha_{v2}$	facteur d'absorption de la vitre 2	—
$\tau_1, \tau_2$	facteur de transmission des vitres 1 et 2	—
$\rho_1, \rho_2, \rho_m$	facteur de réflexion des vitres 1, 2 et du mur stockeur	—

Tableau 3.3 : Nomenclature des variables de sous-section 3.2.2.

Variable	Description	Unités
$\varepsilon_{v,int}$	l'émissivité de la surface intérieure du vitrage	—
$\varepsilon_{m,ext}$	l'émissivité de la surface extérieure du mur stockeur	—
Nu	nombre de Nusselt	—
Ra	nombre de Rayleigh : $Ra = \frac{2g  T_{v,int} - T_{m,ext}  \delta_1^3}{\nu_{f1}^2  T_{v,int} + T_{m,ext} } Pr_{f1}$	—
	$\nu_{f1}$ : viscosité cinématique du fluide f1	m <sup>2</sup> /s
	$g$ : accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
	$\delta_1$ : distance séparant la vitre 2 et le mur stockeur	m
	nombre de Prandlt : $Pr_{f1} = \frac{\mu_{f1} c_{f1}}{\lambda_{f1}}$	—
	$\mu_{f1}$ : viscosité dynamique du fluide f1	kg/m.s
	$c_{f1}$ : chaleur spécifique du fluide f1	J/kg.K
	$\lambda_{f1}$ : conductivité du fluide f1	W/m.K

### 3.2.3 Bilan thermique dans la lame d'air ventilée

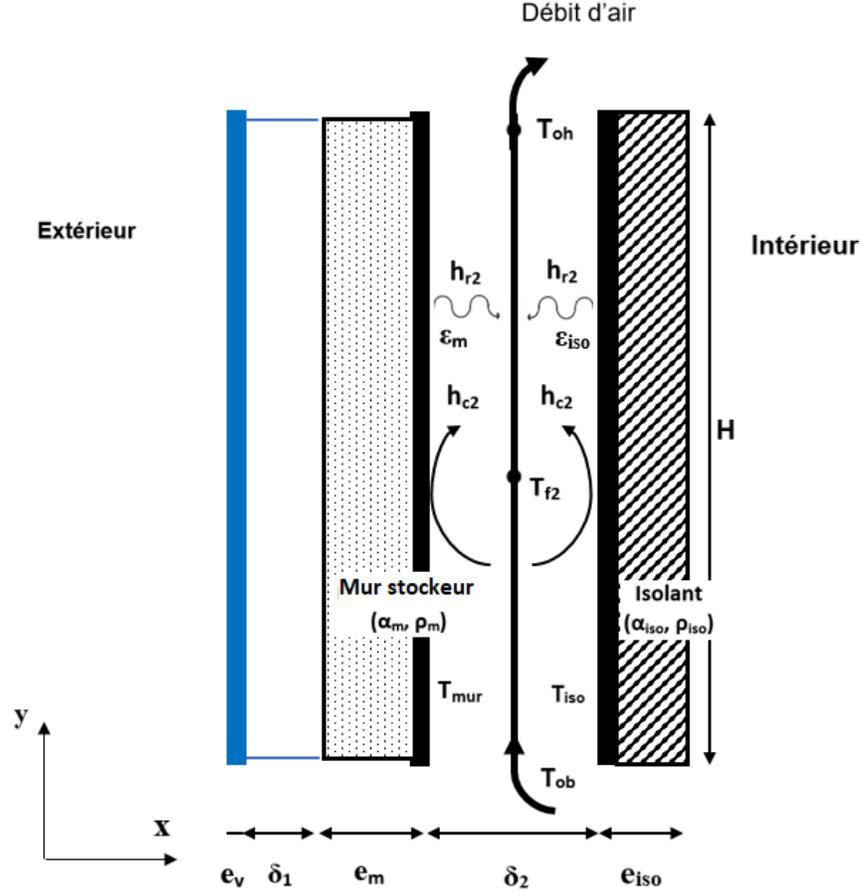


Figure 3.4 : Schéma de la lame d'air ventilée par convection naturelle

Le bilan thermique dans la lame d'air ventilée est basé sur l'évaluation des transferts de chaleur par convection entre les surfaces de parois et l'air circulant naturellement par effet de thermosiphon (effet cheminée). Il intervient également le transfert de chaleur par rayonnement entre la face interne de la paroi stockeuse et la face externe de la paroi isolante, (Figure 3.4) :

$$\varphi_m|_{x=e_v+\delta_1+e_m} = h_{r2} (T_{iso,ext} - T_{m,int}) + h_{c2} (T_{f2} - T_{m,int}) \quad (3.12)$$

$$\varphi_{iso}|_{x=e_v+\delta_1+e_m+\delta_2} = h_{r2} (T_{m,int} - T_{iso,ext}) + h_{c2} (T_{f2} - T_{iso,ext}) \quad (3.13)$$

Le coefficient d'échange par rayonnement  $h_{r2}$  dans la lame d'air ventilée, entre le mur stockeur et la paroi isolante, est calculé à partir de l'équation 3.14 ci-dessous en négligeant les effets de bords :

$$h_{r2} = \frac{\sigma (T_{m,int}^2 + T_{iso,ext}^2) (T_{m,int} + T_{iso,ext})}{1/\varepsilon_{m,int} + 1/\varepsilon_{iso,ext} - 1} \quad (3.14)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide aux deux parois surfaciques de lame d'air ventilée est calculé à l'aide des corrélations de Churchill [91] :

$$Nu = \frac{h_{c2}H}{\lambda_{f2}} = \begin{cases} 0.68 + \frac{0.67Ra^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{4/9}} & Ra < 10^9 \\ \left(0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.492Ra^{1/6}}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 & Ra > 10^9 \end{cases} \quad (3.15)$$

La température  $T_{f2}$  d'air dans la lame d'air ventilée évolue en fonction des flux de chaleur convectifs en provenance des deux parois (paroi stockeuse et paroi isolante) et dépend de la température de l'air entrant au niveau de l'ouïe basse de la lame d'air. La méthode numérique pour calculer cette température moyenne du fluide d'air est détaillée par exemple dans la thèse de L. Zalewski [71] :

$$T_{f2} = \left(\frac{1}{a_0H} - \frac{e^{-a_0H}}{(1 - e^{-a_0H})}\right) T_{ent} + \left(-\frac{1}{a_0H} + \frac{1}{(1 - e^{-a_0H})}\right) T_{sor} \quad (3.16)$$

$$T_{sor} = T_{ent} \cdot e^{-a_0H} + \frac{b_0}{a_0} (1 - e^{-a_0H})$$

où :

$$a_0 = \frac{h_{c2,m}L + h_{c2,iso}L}{\dot{m}c_{f2}} ; b_0 = \frac{h_{c2,m}LT_m + h_{c2,iso}LT_{iso}}{\dot{m}c_{f2}} \quad (3.17)$$

Le débit massique d'air  $\dot{m}$  est calculé en fonction de la température entrée et sortie  $T_{ent}$ ,  $T_{sor}$  (°C), la masse volumique du fluide  $\rho_{f2}$  (kg/m<sup>3</sup>), et le coefficient des pertes de charges totales du fluide  $\zeta_{total}$ , lors de la thermocirculation naturelle dans la lame d'air de section  $Sla = L \cdot \delta_2$  (m<sup>2</sup>) :

$$\dot{m} = \rho_{f2}Sla \left(\frac{2gH}{\zeta_{total}} \left(\frac{T_{sor} - T_{ent}}{T_{sor} + T_{ent}}\right)\right)^{1/2} \quad (3.18)$$

Le coefficient de perte de charge (Idel ' Cik [92]) est la somme des coefficients de pertes de

charge singulières et linéaires :

$$\begin{aligned} \zeta_{total} = & \zeta_{entrée} \cdot \rho_{ob} \left( \frac{\rho_m S_{LA}}{\rho_{ob} S_{ouïe}} \right)^2 + \zeta_{ob} \cdot \rho_{ob} \left( \frac{\rho_m S_{LA}}{\rho_{ob} S_{ouïe}} \right)^2 + \zeta_{coude\ bas} \cdot \rho_{ob} \left( \frac{\rho_m S_{LA}}{\rho_{ob} S_{ouïe}} \right)^2 \\ & + \zeta_{linéaire} \cdot \rho_m + \zeta_{coude\ haut} \cdot \rho_m + \zeta_{oh} \cdot \rho_{oh} \left( \frac{\rho_m S_{LA}}{\rho_{ob} S_{ouïe}} \right)^2 + \zeta_{sortie} \cdot \rho_{oh} \left( \frac{\rho_m S_{LA}}{\rho_{oh} S_{ouïe}} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.19)$$

Connaissant le débit d'air et les températures de l'air à l'entrée et à la sortie de la lame ventilée, nous pouvons calculer la puissance énergétique fournie à l'air par le mur solaire. Cette puissance est utilisée afin de valider la précision des corrélations utilisées par rapport à la somme des flux de chaleur mesurés à l'aide de fluxmètres :

$$P_{cal} = \dot{m} c_{f2} |T_{sor} - T_{ent}| \quad (3.20)$$

$$P_{flux} = \sum \varphi S_{écha} \quad (3.21)$$

où  $S_{écha} = H.L$  est la surface d'échange dans la lame d'air ventilée.

Tableau 3.4 : Nomenclature des variables de sous-section 3.2.3.

Variable	Description	Units
$\varphi_{m x=e_v+\delta_1+e_m}$	flux de chaleur à la surface intérieure du mur stockeur	W/m <sup>2</sup>
$\varphi_{iso x=e_v+\delta_1+e_m+\delta_2}$	flux de chaleur à la surface extérieure de la paroi isolante	W/m <sup>2</sup>
$h_{r2}$	coefficient d'échange par rayonnement entre le mur stockeur et la paroi isolante	W/m <sup>2</sup> .K
$h_{c2}$	coefficient d'échange par convection du fluide f2 à la surface de paroi stockeuse/isolante	W/m <sup>2</sup> .K
$T_{m,int}$	température de la surface intérieure du mur	°C
$T_{iso,ext}$	température de la surface extérieure de la paroi isolante	°C
$T_{f2}$	température moyenne du fluide dans la lame d'air ventilée	°C
$\alpha_m, \alpha_{iso}$	facteur d'absorption du mur et isolant 2	—
$\rho_m, \rho_{iso}$	facteur de réflexion du mur et isolant	—
$\varepsilon_m$	émissivité de la surface intérieure du mur stockeur	—
$\varepsilon_{iso}$	émissivité de la surface extérieure de la paroi isolante	—

Tableau 3.4 : Nomenclature des variables de sous-section 3.2.3.

Variable	Description	Unités
Ra	nombre de Rayleigh : $Ra = Gr_{f2}Pr_{f2}$	—
	nombre de Grashof : $Gr_{f2} = \frac{\beta_{f2}g\delta_2^3  T_p - T_{f2} }{\nu_{f2}^2}$	—
	$\nu_{f2}$ : viscosité cinématique du fluide f2	m <sup>2</sup> /s
	coefficient de dilatation à pression constante : $\beta_{f2} = \frac{1}{T_{f2}}$	1/°C
	$g$ : accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
	température de la paroi, $T_p = T_m$ pour mur stockeuse et $T_p = T_{iso}$ pour paroi isolante	°C
	$\delta_1$ : distance entre deux parois vitre/mur stockeuse	m
	nombre de Prandtl : $Pr_{f2} = \frac{\mu_{f2}c_{f2}}{\lambda_{f2}}$	—
	$\mu_{f2}$ : viscosité dynamique du fluide f2	kg/m.s
	$c_{f2}$ : chaleur spécifique du fluide f2	J/kg.K
	$\lambda_{f2}$ : conductivité du fluide f2	W/m.K

### 3.2.4 Échanges thermiques superficiels vers l'ambiance intérieure

Le transfert thermique par convection et rayonnement entre la paroi isolante et l'air intérieur est estimé comme suit :

$$\varphi_{iso}|_{x=e_o+\delta_1+e_m\_mcp+\delta_2+e_{iso}} = h_{r,amb} (T_{amb} - T_{iso,int}) + h_{c,iso} (T_{amb} - T_{iso,int}) \quad (3.22)$$

où :

$$h_{r,amb} = \sigma \varepsilon_{iso,int} (T_{amb}^2 + T_{iso,int}^2) (T_{amb} + T_{iso,int}) \quad (3.23)$$

Le coefficient d'échange thermique par convection naturelle entre la paroi isolante et l'air ambiant est calculé à partir de la corrélation de Mac Adams [93] :

$$Nu = \frac{h_{c,iso}H}{\lambda_{f,amb}} = \begin{cases} 0.56Ra^{1/4} & 10^4 < Ra < 10^8 \\ 0.13Ra^{1/3} & 10^8 < Ra < 10^{12} \end{cases} \quad (3.24)$$

$$Ra = Gr.Pr = \left( \frac{\beta_{f,amb}gH^3 |T_{iso} - T_{f,amb}|}{\nu_{f,amb}^2} \right) \left( \frac{\mu_{f,amb}c_{f,amb}}{\lambda_{f,amb}} \right) \quad (3.25)$$

### 3.3 Description de la maquette expérimentale pour la validation

#### 3.3.1 Description du système et comportement



Figure 3.5 : Dispositif de mur Trombe composite à échelle réduite réalisé en laboratoire LGCgE

Les Figures 3.5 et 3.6 montrent le dispositif expérimental de mur Trombe composite à échelle réduite étudié ici. A l'extérieur, en présence du rayonnement solaire, le double vitrage crée un effet de serre dans la lame d'air non ventilée qui augmente la température de la paroi stockeuse (avec ou sans matériaux à changement de phase MCP).

L'énergie absorbée par la paroi opaque est stockée puis transférée en partie et avec retard dans la lame d'air ventilée intérieure entre la paroi stockeuse et la paroi isolante. La lame d'air ventilée a un rôle important permettant de récupérer l'énergie thermique qui sera transmise à la pièce. La paroi isolante permet d'éviter les pertes d'énergie en hiver et la surchauffe en

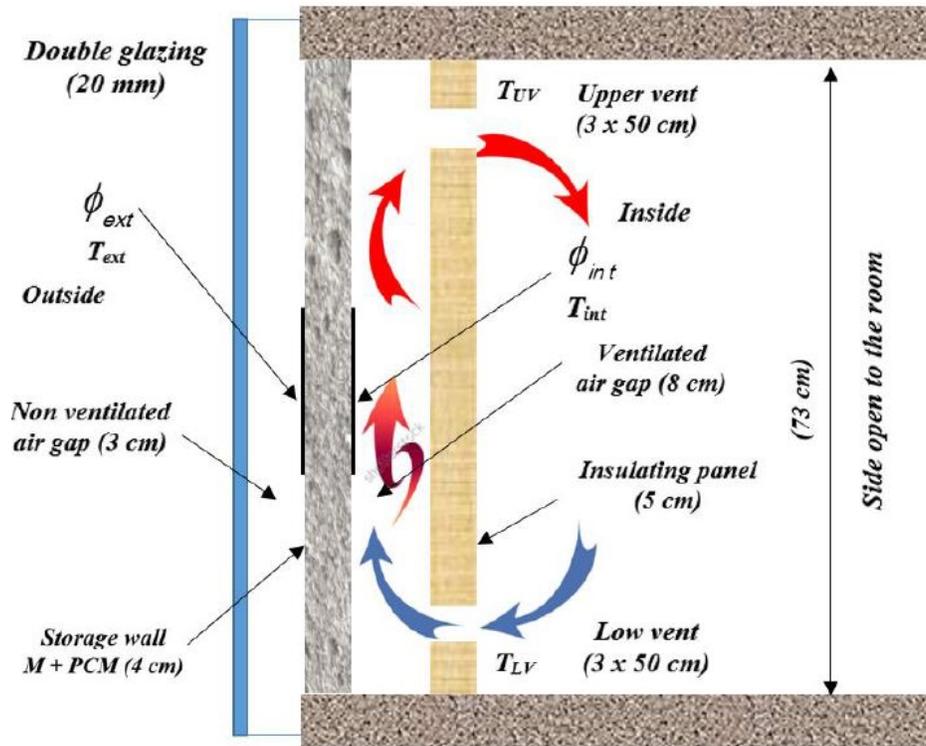


Figure 3.6 : Coupe verticale du mur Trombe composite

été. Elle est percée pour permettre la circulation naturelle de l'air entre ouïe basse et ouïe haute.

Deux fluxmètres intégrant un thermocouple ont été disposés au centre de la face externe et interne de la paroi stockeuse afin de mesurer les variations de flux thermiques et de températures sur les deux faces d'échanges de cette paroi. Les fluxmètres ont pour dimensions  $15 \times 15$  cm de surface et 0.2 mm d'épaisseur ; leur sensibilité moyenne est de  $90 \mu\text{V} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$ .

Deux autres thermocouples ont été placés en haut et en bas de la lame d'air ventilée pour mesurer la variation de la température entre l'entrée et la sortie. Les mesures obtenues à partir de ces instruments sont comparées aux résultats numériques afin de valider le modèle construit à l'aide de Dymola.

### 3.3.2 Données météorologiques

Pour une première période de validation, les données météorologiques ont été récupérées pendant 5 jours (19/04/2014 - 24/04/2014) sur un prototype construit dans le nord de la France (latitude  $50,51^\circ \text{N}$ , longitude  $2,65^\circ \text{E}$ ). Le rayonnement solaire global incident sur la façade verticale du bâtiment est mesuré à l'aide d'un pyranomètre (CMP10 - Kipp et Zonen) (Figure 3.7).



Figure 3.7 : Pyranomètre utilisé pour récupérer le flux solaire global vertical

La Figure 3.8 montre un dispositif composé de deux pyranomètres qui a permis d'estimer le coefficient de transmission du double vitrage de l'expérimentation. L'un d'eux est à l'extérieur mesurant le flux incident, le second à l'intérieur permet de faire une estimation du flux solaire transmis par le double vitrage.



Figure 3.8 : Deux pyranomètres utilisés pour estimer le coefficient de transmission

La température extérieure est mesurée à l'aide d'un thermocouple inséré dans un cylindre peint en blanc et ventilé naturellement (3.9).

La vitesse du vent a été mesurée à l'aide d'un anémomètre-girouette (Figure 3.10) placé à proximité de la façade comprenant le mur Trombe composite.



Figure 3.9 : Sonde utilisé pour mesurer la température extérieure



Figure 3.10 : Anémomètre-girouette utilisé pour mesurer la vitesse et la direction du vent

Des résultats de mesures de flux solaire global sur la façade verticale, de la température extérieure, et de la vitesse du vent sont présentés sur les Figures 3.11, et 3.12. A noter que les valeurs de flux solaire peuvent paraître importantes ( $1000 \text{ W/m}^2$ ) ; ceci est dû au fait de la présence d'une toiture horizontale, de couleur claire sous les fenêtres de l'étage où sont réalisées les expériences (Figure 3.10).

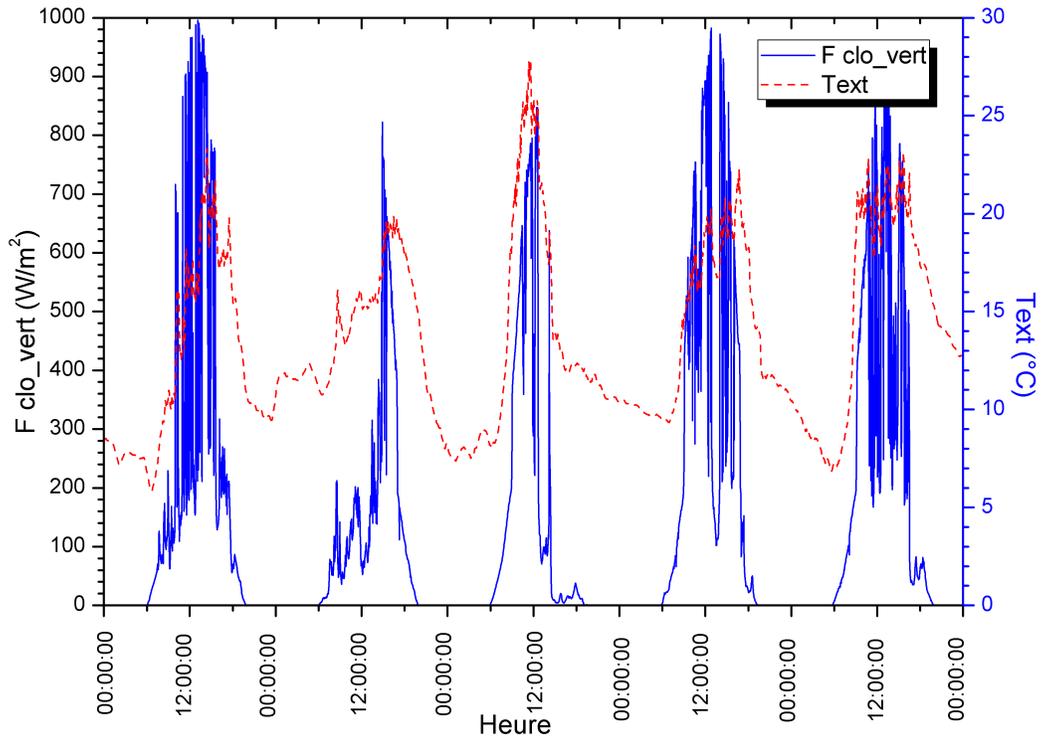


Figure 3.11 : Flux solaire global sur la façade verticale du mur, et température d'air extérieur

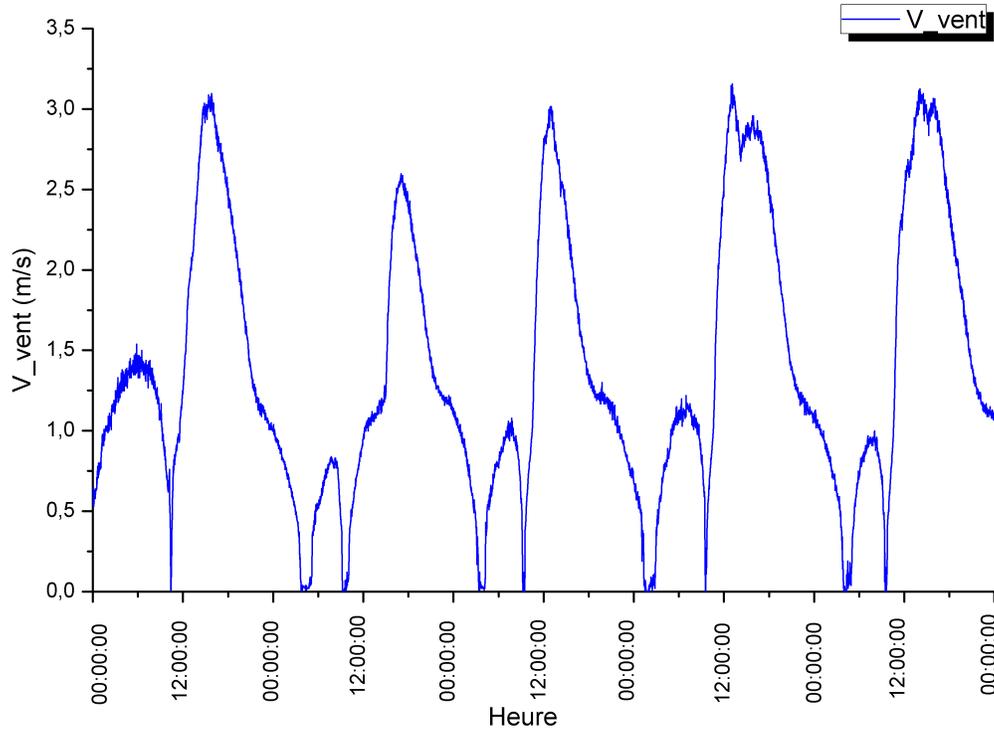


Figure 3.12 : Vitesse du vent mesurée par l'anémomètre

### 3.3.3 Propriétés des matériaux

La paroi stockeuse utilisée dans le mur Trombe composite a été fabriquée à partir d'un mortier de ciment composé d'un mélange du sable (sable de silice rond 0-4 mm), de ciment (EMC I 52.5 N selon EN 196-1), et d'eau. Au mortier mélangé a ensuite été ajouté le MCP Micronal<sup>®</sup> (DS 5001 X) dans la proportion de 17% par rapport à la masse totale de matériaux secs (sable, ciment et MCP). Les proportions du mélange sont énumérées dans le Tableau 2.1.

Le mélange final a été versé dans un moule et séché pendant plus de deux mois dans notre laboratoire. La paroi stockeuse a été fabriquée avec les dimensions : 4 cm d'épaisseur (mortier incorporant du MCP), 59 cm de largeur et 71 cm de hauteur, (Figure 3.13). Les propriétés thermophysiques de la paroi stockeuse issues de la caractérisation réalisée au chapitre 2 sont répertoriée une nouvelle fois dans le Tableau 3.5 ci-dessous. Les propriétés des autres composants du mur Trombe composite sont présentées dans le Tableau F.3.



Figure 3.13 : Paroi stockeuse intégrant un MCP fabriquée au laboratoire

Tableau 3.5 : Propriétés thermophysiques de la paroi stockeuse du mur Trombe composite.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeurs
Mortier + MCP	$\rho_{m\_mcp}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	1329
	$c_{solide}$	chaleur spécifique à l'état solide	J/kg.K	1177.8
	$c_{liquide}$	chaleur spécifique à l'état liquide	J/kg.K	1150
	$L_A$	chaleur latente	J/kg	17100
	$T_A$	température de fusion du corps pur	°C	27.37
	$T_M$	température de fin de fusion	°C	25.83
	$e_{m\_mcp}$	épaisseur	m	0.04
	$\lambda_{m\_mcp}$	conductivité thermique	W/(m.K)	0.622
	$\alpha_{m\_mcp}$	coefficient d'absorption solaire	-	0.9
	$\varepsilon_{m\_mcp}$	émissivité	-	0.9

### 3.3.4 Implémentation du modèle dans Dymola

La Figure 3.14 montre le schéma des composants du modèle pour le mur Trombe composite et les conditions aux limites imposées (extérieur et intérieur) utilisées dans le logiciel Dymola/Modelica. Dans ce modèle, certains des éléments utilisés proviennent des bibliothèques "Buildings" et "IDEAS" [56, 57].

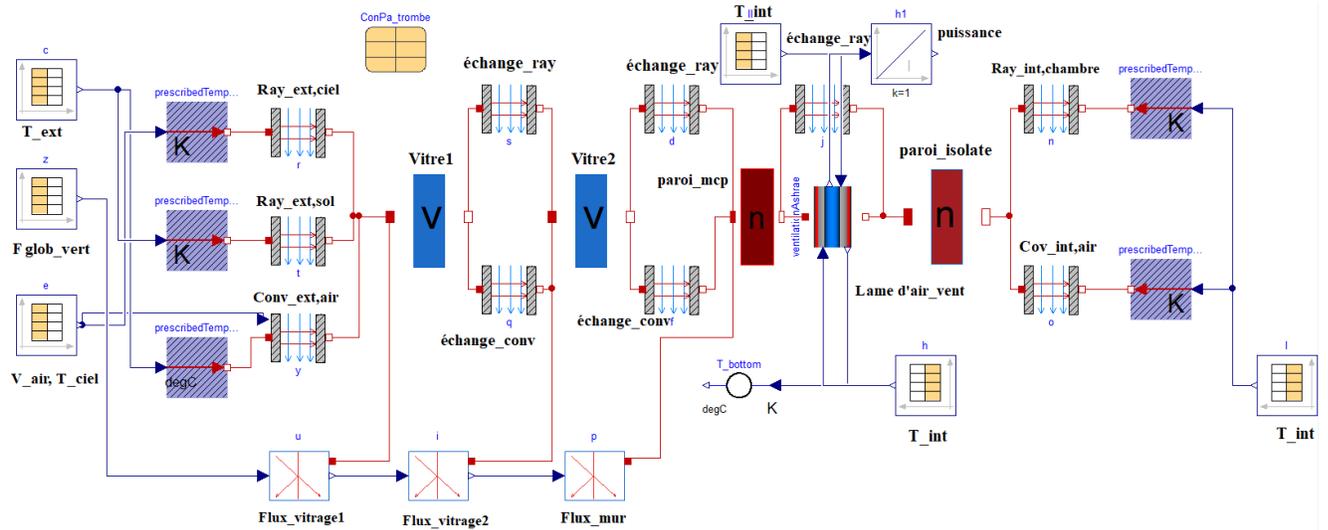


Figure 3.14 : Schéma du modèle d'un mur Trombe composite intégrant un MCP établi à l'aide du logiciel Dymola/Modelica

La méthode la plus courante pour utiliser Dymola/Modelica consiste à créer graphiquement un modèle en sélectionnant, en dessinant, en connectant et en configurant les composants individuels pris dans une bibliothèque. Les données météorologiques sont stockées dans des tables ; tandis que les codes (formules et équations) représentant le comportement physique des différentes parties du modèle (convection, rayonnement et conduction) sont intégrés dans les composants :

- **Flux\_vitrage** : évalue le flux de chaleur solaire absorbé par le vitrage et le flux direct transmis à la face externe de la paroi stockeuse  $M + MCP$  ;
- **Flux\_mur** : évalue l'énergie totale absorbée par la paroi stockeuse en tenant compte du flux thermique transmis par le vitrage, des multi-réflexions dans la lame d'air non-ventilée et des propriétés radiatives des surfaces ;
- **Ray\_ext** : évalue l'échange du rayonnement de grandes longueurs d'onde avec le ciel (diffusion radiative) et le rayonnement échangé avec le sol par la surface extérieure du mur (équation 3.2) ;
- **Conv\_ext** : évalue les transferts thermiques par convection entre le mur Trombe

composite et l’ambiance extérieure. Cela dépend de la température d’air extérieure, de la vitesse et de la direction du vent (équation 3.3);

- **Conv\_int** : évalue les transferts thermiques par convection entre la surface intérieure du mur et l’ambiance intérieure (équations 3.24, 3.25);
- **Ray\_int** : évalue les transferts radiatifs grande longueur d’ondes entre le mur et l’ambiance intérieure (équation 3.23);
- **Lame d’air\_vent** : évalue le débit d’air et l’énergie récupérée par la lame d’air ventilée (équations 3.18, 3.20).

### 3.4 Résultats et discussion

Les Figures 3.15 et 3.16 présentent la comparaison des flux et températures mesurées et calculées sur les surfaces extérieure et intérieure de la paroi stockeuse. Lorsque le rayonnement solaire atteint l’intensité maximale de l’ordre de 950 à 1000 W/m<sup>2</sup> (Figure 3.11), la paroi stockeuse absorbe une quantité de l’énergie thermique d’environ 400 à 450 W/m<sup>2</sup> ( $\varphi_{\text{ext}}$ ). La quantité d’énergie solaire absorbée par cette paroi est donc estimée à environ 50% du rayonnement solaire incident pendant la période ensoleillée. Le flux de chaleur à la surface extérieure de la paroi stockeuse, devient négatif ( $\sim -50$  W/m<sup>2</sup>) en fin de la journée car il existe des pertes thermiques vers l’ambiance extérieure. Il faut préciser ici que la couverture semi-transparente est un double vitrage classique; un vitrage à isolation renforcée aurait certainement permis de limiter ces déperditions. En période ensoleillée, la température de la paroi stockeuse peut atteindre 65 °C sur la surface extérieure et 45 °C sur la surface intérieure. L’écart entre les flux de chaleur à la surface extérieure de la paroi  $\varphi_{\text{ext}}$ , calculés et mesurés par la méthode numérique et par les fluxmètres (somme de la valeur absolue des flux) est de 1,9%. Il est de l’ordre de 11,5% pour l’écart évalué entre les calculs et la mesure au niveau des flux de chaleur sur la face intérieure de la paroi stockeuse  $\varphi_{\text{int}}$ . L’écart moyen entre les températures calculées et mesurées sur les surfaces extérieure et intérieure de la paroi stockeuse ( $T_{\text{ext}}$ ,  $T_{\text{int}}$ ) est de l’ordre de 1,4 °C. Enfin, l’écart entre le calcul numérique et la mesure par thermocouple de la température de l’air au niveau de l’ouïe haute de la lame d’air ventilée  $T_{\text{oh}}$  est en moyenne de 0,5 °C et au maximum de 2,2 °C.

La Figure 3.17 nous montre la variation de la température d’air en entrée  $T_{\text{ob}}$  et en sortie  $T_{\text{oh}}$  de la lame d’air ventilée ainsi que la température dans la pièce  $T_{\text{pièce}}$ . Lorsque la température moyenne de l’air à l’intérieur de la lame d’air est plus élevée que la température de l’air de la pièce, il y a une thermocirculation naturelle qui s’active, l’air entre par l’ouïe basse et ressort par l’ouïe haute. Ceci est dû aux apports thermiques de la paroi stockeuse dans

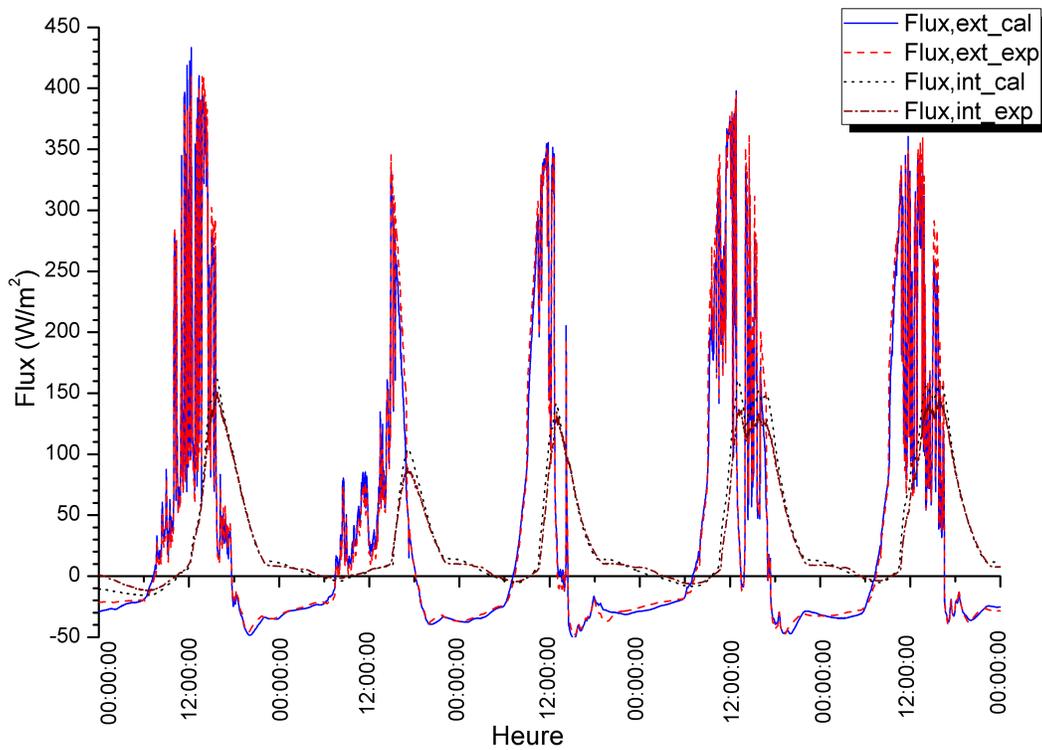


Figure 3.15 : Comparaison des flux de chaleur sur les deux faces de la paroi stockeuse (résultats du modèle et expérimentation)

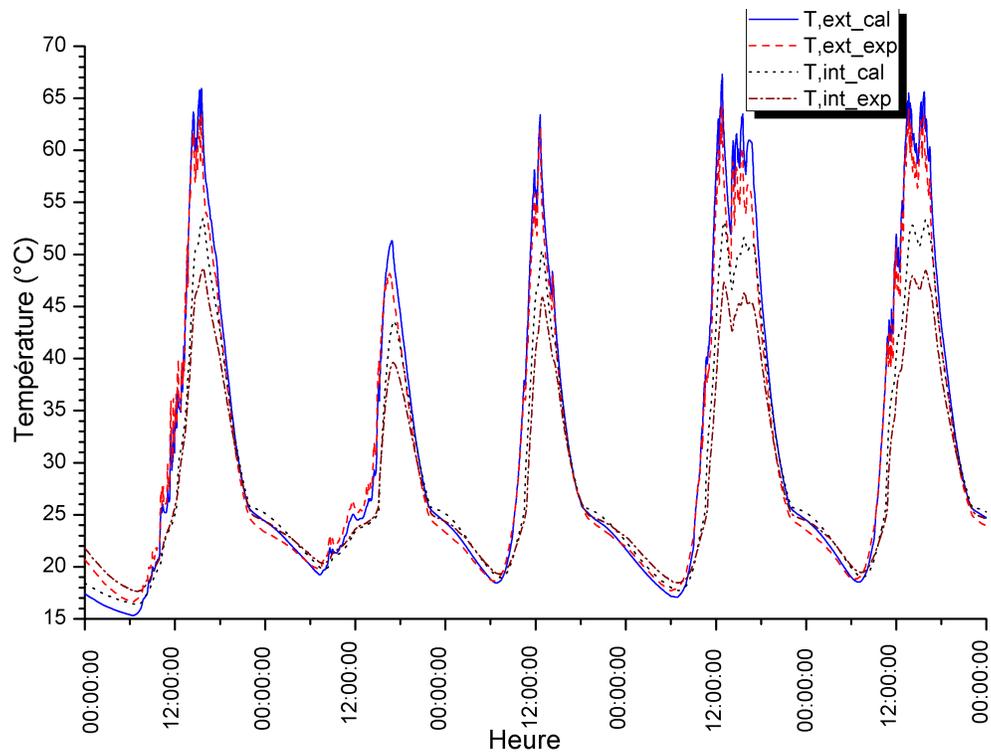


Figure 3.16 : Comparaison des températures des surfaces de la paroi stockeuse (résultats du modèle et expérimentation)

la lame d'air (convection, et rayonnement) qui provoquent l'échauffement de l'air puis sa mise en mouvement (thermosiphon ou "effet cheminée"). Au cours de son déplacement vers l'ouïe haute l'air se réchauffe avant d'être introduit dans le local, une très faible partie de l'énergie fournie par le mur est transmise au local par conduction au travers de la paroi isolante. Dans le cas contraire, lorsque la paroi stockeuse est plus froide que l'ambiance intérieure, l'air entre par l'ouïe haute, se refroidit au contact des parois et revient dans le local par l'ouïe basse de la lame d'air. Dans ce cas, on constate donc un effet de thermocirculation inverse. Pour identifier le sens de l'écoulement, il est nécessaire d'observer les courbes des températures  $T_{ob}$  et  $T_{oh}$  et voir laquelle des deux est la plus proche de la température dans la pièce  $T_{pièce}$ . Un signe négatif du flux "flux-int" permet de repérer ce phénomène.

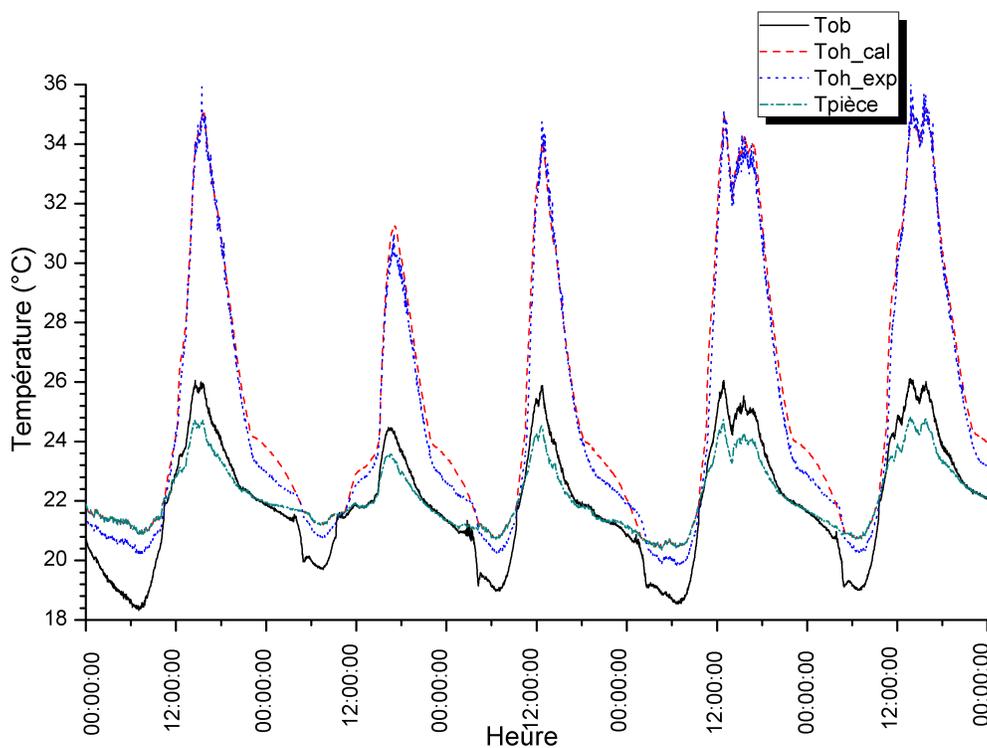


Figure 3.17 : Comparaison des températures d'air à l'ouïe haute de la lame d'air ventilée (résultats du modèle et expérimentation)

Sur ces courbes, nous pouvons noter que les courbes de températures d'air sortant par l'ouïe haute ( $T_{oh\_cal}$ ,  $T_{oh\_exp}$ ) montre de très bonnes similitudes entre les mesures expérimentales et les résultats numériques. La comparaison des flux échangés et des températures au sein de la lame d'air ventilée nous permet de confirmer le bon accord entre la modélisation du comportement d'un mur Trombe composite intégrant le MCP et l'expérimentation. Il est apparaît donc possible de calculer l'énergie récupérée par un bilan énergétique du mur solaire sur une période donnée.

La Figure 3.18 montre les courbes de puissance énergétique fournie par le mur solaire calculée par le modèle numérique à partir du bilan de pertes de charge (l'équation 3.20) et par bilan fluxmétrique (l'équation 3.21) pour une période de cinq jours. De faibles différences peuvent être observées entre les deux courbes ; la comparaison nous montre que le calcul de la puissance par rapport aux mesures expérimentales est acceptable. L'énergie thermique fournie par le mur Trombe composite est sur la période considérée de  $3,45 \text{ kWh/m}^2$  pour le calcul et  $3,61 \text{ kWh/m}^2$  estimée à partir des mesures fluxmétriques ; l'écart entre les deux méthodes est de l'ordre de  $4,7\%$ . L'énergie solaire incidente mesurée est égale à  $17,14 \text{ kWh/m}^2$  de mur solaire sur cette période de cinq jours.  $37,3\%$  de cette énergie incidente, ce qui équivaut à  $6,39 \text{ kWh/m}^2$ , sont absorbés par la paroi stockeuse. Cette énergie est ensuite transmise à l'intérieur de la lame d'air ventilée. Finalement, l'énergie récupérée est de  $3,61 \text{ kWh/m}^2$  ce qui représente  $56,48\%$  de l'énergie absorbée par la paroi stockeuse et  $21,06\%$  de l'énergie qui provient du flux solaire global incident sur la façade verticale du mur solaire (mesuré par le pyranomètre).

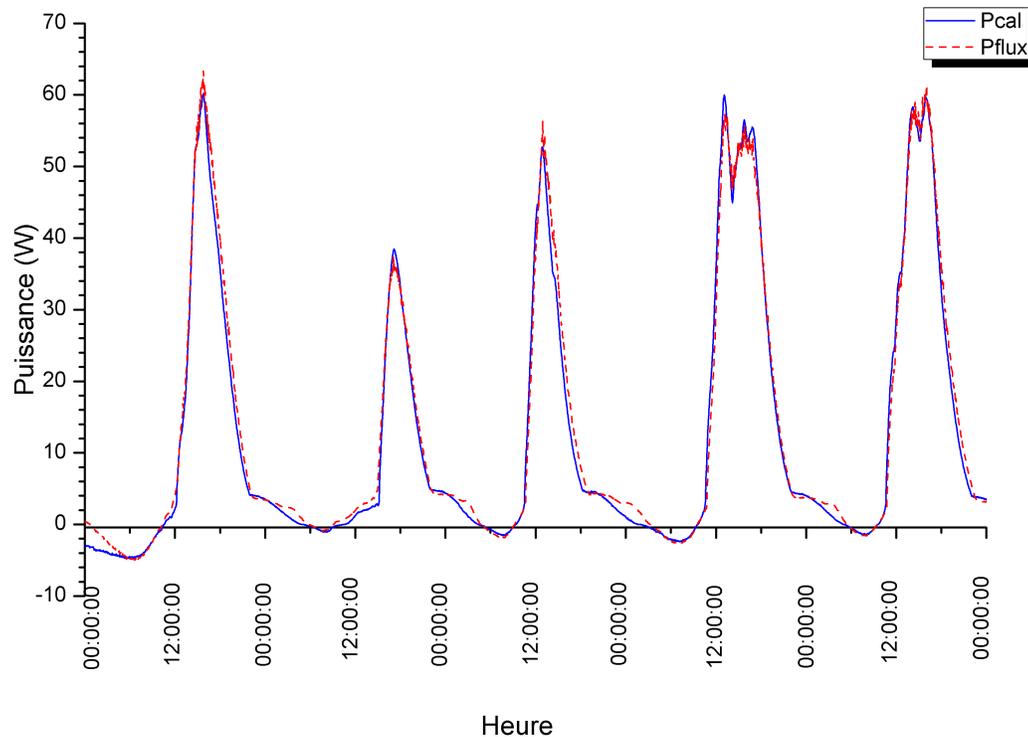


Figure 3.18 : Comparaison de la puissance récupérée (résultats du modèle et mesures fluxmétriques)

## 3.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté le modèle de simulation d'un mur solaire composite intégrant un MCP encapsulé dans sa paroi stockeuse en comparaison avec des résultats expérimentaux. Le code numérique a été développé avec le logiciel Dymola/Modelica. Les transferts thermiques "classiques" par conduction, convection, rayonnement, transmission solaire, etc, sont modélisés à partir de composants disponibles dans les bibliothèques "Buildings [56]" et "IDEAS [57]". Les transferts concernant la paroi stockeuse en mortier ciment intégrant un MCP micro-encapsulé ont fait l'objet d'une création de composant spécifique afin de prendre en compte le changement d'état du matériau lors du changement de phase. Les transferts thermiques au sein de lame d'air et le calcul du bilan énergétique réalisé sur l'air en mouvement ont également fait l'objet d'une création de composant. La validation du modèle est effectuée à partir de données expérimentales enregistrées sur une maquette de mur solaire réalisée au sein de notre laboratoire. Les résultats montrent une bonne adéquation entre les flux et températures mesurées et calculées aux faces de la paroi stockeuse ainsi que pour la température de sortie de lame d'air ventilée. Ces grandeurs sont très importantes dans l'évaluation des apports énergétiques du mur solaire à l'ambiance intérieure. Un bilan énergétique ainsi qu'une efficacité du mur solaire ont été estimés sur une période de cinq jours avec ciel clair. Ces travaux sont les prémices de simulations numériques nécessaires à l'optimisation de la paroi solaire et à l'intégration des composants dans un modèle à l'échelle du bâtiment.

# Chapitre 4

## Simulation de l'intégration du mur solaire dans un bâtiment

Dans ce chapitre, nous allons étudier la performance énergétique d'une maison intégrant un mur Trombe composite dans le mur sud de la chambre, profitant ainsi de la lumière du soleil pendant toute la journée en hiver. La modélisation ainsi que la validation du mur solaire à l'aide du logiciel Dymola/Modelica a été présentée dans le chapitre précédent. Ce chapitre a pour but d'étudier la performance énergétique du mur lorsqu'il est intégré à un bâtiment à la fois, en ce qui concerne l'énergie fournie par le mur, les besoins de chauffage et la température intérieure. La première section (4.1) présente la modélisation de la maison test basée sur le plan d'une maison réelle située à Croisilles (62), dont les composants ainsi que les caractéristiques thermiques sont présentés dans le Tableau F.4. La deuxième section spécifie les critères qui seront utilisés pour observer les résultats de simulation (4.2). Les trois sections suivantes (4.3, 4.4 et 4.5) nous montrent les résultats de simulation du bâtiment pour trois configurations de parois (sans mur solaire, avec mur solaire sans changement de phase et avec mur solaire intégrant le MCP) et pour plusieurs conditions climatiques (Paris, Lyon et Nice) ou scénarios de chauffage.

### 4.1 Modélisation de la maison test

Le mur Trombe composite a été modélisé et validé dans le langage Modelica au chapitre précédent en utilisant des composants issus des bibliothèques Buildings [56] et IDEAS [57]. Le transfert thermique est considéré en 1D partout sauf dans la lame d'air ventilée où le flux d'air vertical est pris en compte au travers de bilans enthalpiques et de corrélations pour le calcul des coefficients d'échange convectifs [91]. Le modèle du mur intégrant des matériaux à changement de phase a été confronté à des essais sur une maquette du mur à échelle réduite

(3.4). Les résultats obtenus semblent satisfaisants pour estimer les apports de ce composant pour le bâtiment. Le mortier intégrant le MCP utilisé pour la simulation à l'ensemble du bâtiment dans ce chapitre est le même que dans le chapitre précédent. 17% en masse de MCP Micronal® de BASF ont été intégrés dans le mélange ce qui lui donne une chaleur latente de 17 100 J/kg. La température de changement de phase est de 25,83 °C.

Le bâtiment est modélisé à l'aide du modèle multizone de la bibliothèque Buildings de Modelica à laquelle le modèle de mur Trombe composite a été connecté. Le bâtiment utilisé pour tester l'efficacité du mur est une maison individuelle située à Croisilles (Pas-de-Calais) qui intègre actuellement un mur Trombe composite sans MCP. L'idée ne sera pas ici de comparer les résultats numériques aux résultats expérimentaux à l'échelle du bâtiment (l'instrumentation et la connaissance du bâtiment n'étant pas suffisantes pour cela), mais plutôt d'avoir un cas d'application réaliste.

#### 4.1.1 Description de l'enveloppe

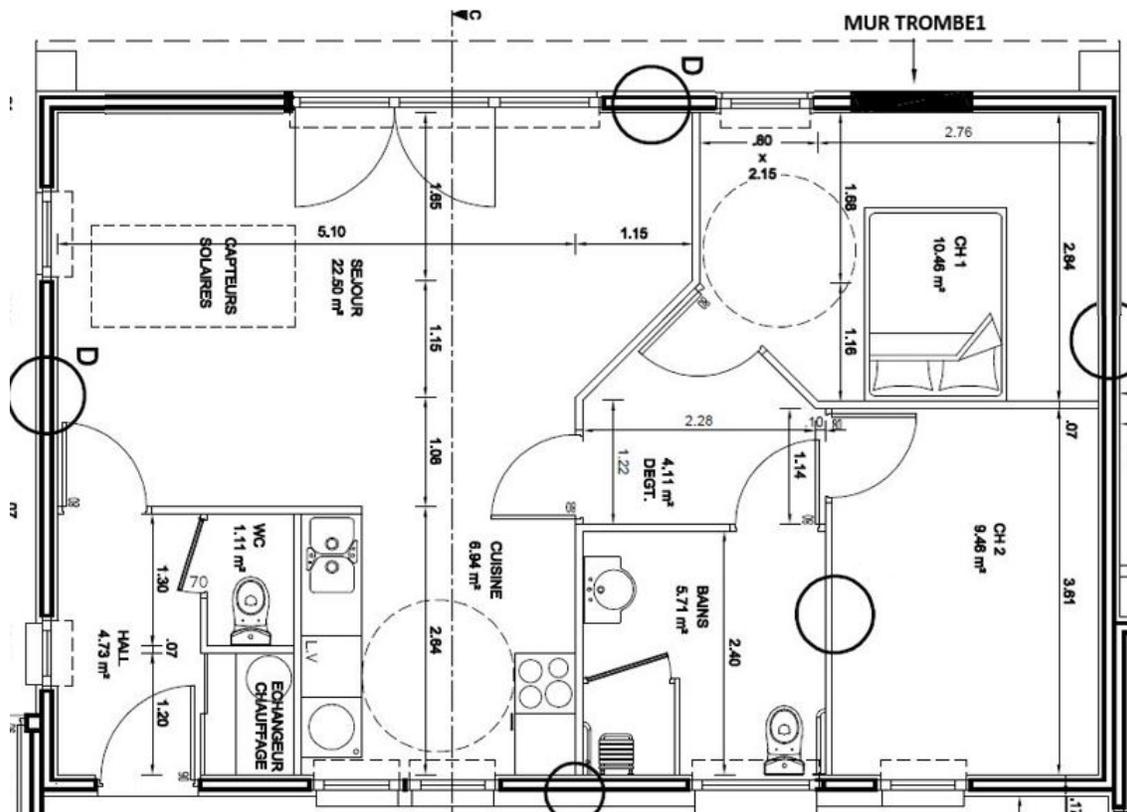


Figure 4.1 : Plan de la maison individuelle située à Croisilles

Il s'agit donc d'une maison de plain pieds dont le plan est présenté en Figure 4.1. Le mur Trombe composite est intégré dans la chambre sur le mur côté sud. Il mesure 1,34 m

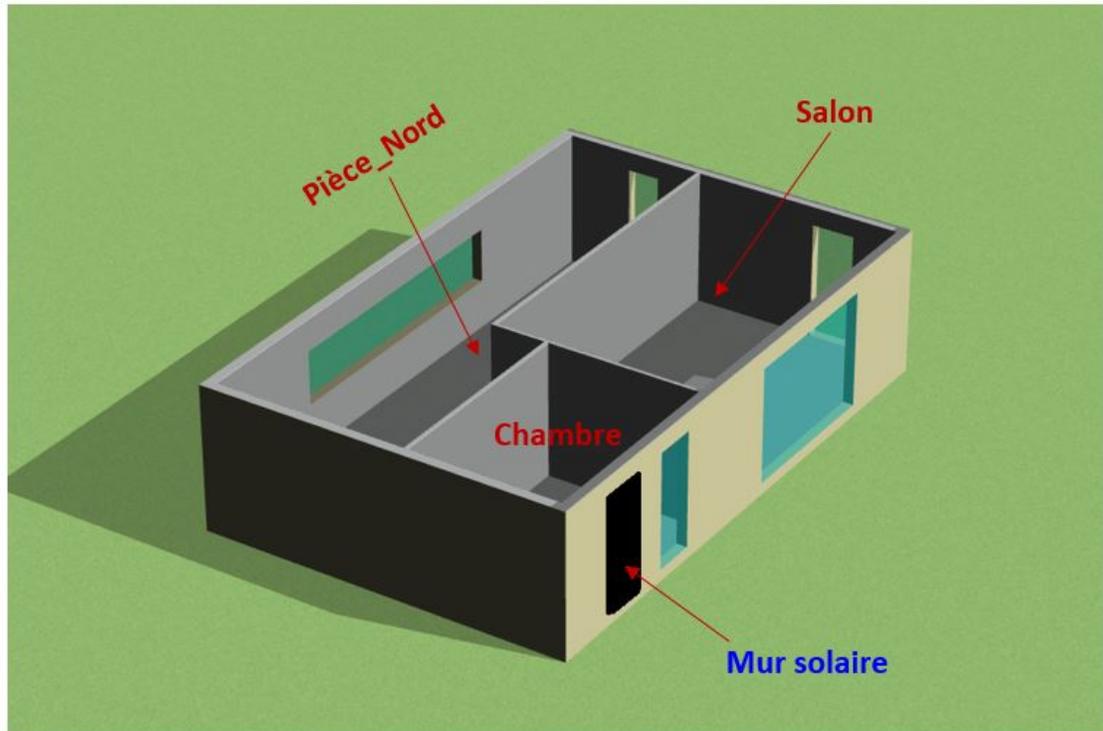


Figure 4.2 : Plan de la maison en 3D

de largeur et 2,15 m de hauteur (surface : 2,88 m<sup>2</sup>). Comme on étudie particulièrement le comportement de la chambre, le zonage a été limité à 3 zones (voir Figure 4.2) dont une regroupe toutes les pièces de la partie nord, et les deux autres ne contiennent qu'une seule pièce (la chambre et le salon). On suppose que la température dans le comble non aménagé est la température extérieure. Les caractéristiques constructives de la maison sont présentées dans le Tableau 4.1 :

Tableau 4.1 : Caractéristiques constructives de la maison.

Enveloppe	Composition de l'extérieur vers l'intérieur
Mur extérieur	<ul style="list-style-type: none"> <li>- bardage en bois de 2 cm</li> <li>- lame d'air fermée de 3 cm</li> <li>- laine de verre de 15 cm</li> <li>- OSB de 1 cm.</li> </ul>
Cloison intérieure	- carreau de plâtre de 7 cm d'épaisseur.

Tableau 4.1 : Les caractéristiques constructives de la maison.

Enveloppe	Composition de l'extérieur vers l'intérieur
Plancher	- laine de verre de 10 cm - 20 cm de béton - carrelage de 2 cm.
Plafond	- laine de verre de 20 cm - 1 cm de plâtre.

Toutes les caractéristiques thermophysiques des éléments sont représentées dans Tableau F.4.

Tableau 4.2 : Caractéristiques des fenêtres.

Description	Symbole	Superficie	Orientation
Fenêtre installée dans la chambre	$F_{chambre}$	H = 2,15 et L = 0,8	sud
Fenêtre installée dans le salon	$F1_{salon}$	H = 2,15 et L = 3	sud
Fenêtre installée dans le salon	$F2_{salon}$	H = 2,15 et L = 0,8	est
Fenêtre installée dans les pièceNord	$F1_{pNord}$	H = 1,15 et L = 0,6	est
Fenêtre installée dans les pièceNord	$F2_{pNord}$	H = 1 et L = 5	nord

Les fenêtres utilisées dans la chambre, le salon et les pièceNord sont composées de deux vitrages de 4 mm avec une lame d'air de 12 mm. On considère 38% de cadre par rapport à la surface totale de fenêtre ( $F_{cadre} = 0,38$ ). Les dimensions des fenêtres sont présentées dans le Tableau 4.2. Une vue de la modélisation sous Dymola de cette maison est présentée dans la Figure 4.3.

### 4.1.2 Modèle numérique

Le modèle numérique thermique de chaque zone dans la maison individuelle (la chambre, le salon et la pièceNord) provient principalement du composant "MixedAir" de la bibliothèque "Buildings". Ce composant peut être utilisé pour modéliser une seule pièce avec un nombre illimité de parois opaques ou pour simuler un modèle du bâtiment multizone. Une hypothèse

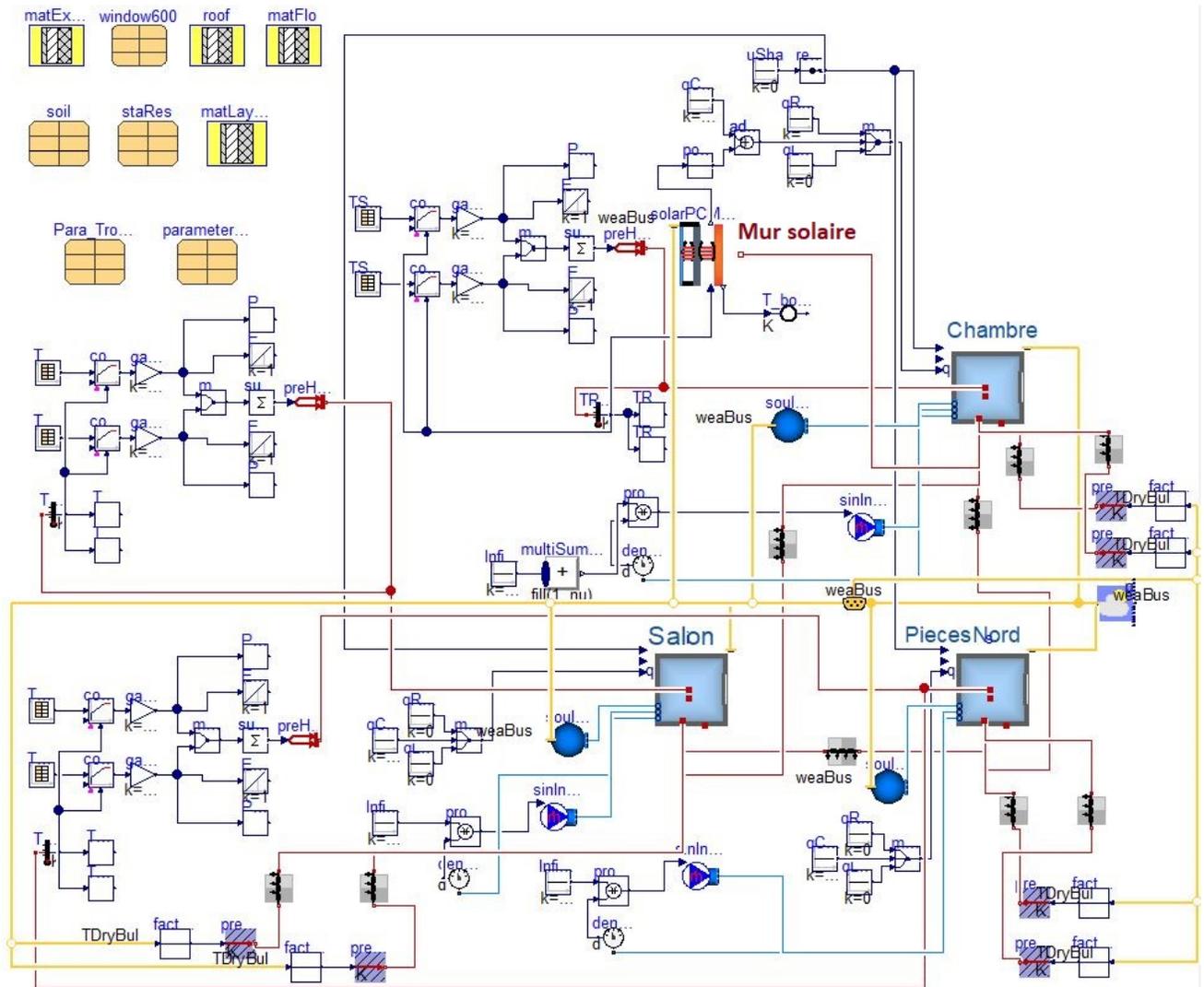


Figure 4.3 : Modélisation de la maison sous Dymola (bibliothèque Building)

forte est que l'air circulant à l'intérieur de la pièce est complètement mélangé. Il prend en compte le transfert de chaleur à travers les murs, les planchers, les plafonds, et les fenêtres. Les trois modèles sont reliés pour simuler les trois zones de la maison.

Concernant la ventilation, un débit de 150 m<sup>3</sup>/h est fixé dans toute la maison qui correspond à la norme "Arrêté du 24 mars 1982 [94]". La circulation d'air entre les pièces n'a pas été prise en compte.

### 4.1.3 Données météorologiques

Les données météorologiques utilisées ont été extraite du site internet du logiciel «Energy-Plus» [95]. La température extérieure, l'humidité relative extérieure, la vitesse et la direction du vent, et le rayonnement solaire annuel sont lues dans le modèle Dymola à l'aide du lecteur "ReaderTMY3" de la bibliothèque Buildings. Trois climats différents sont considérés dans cette étude : Paris-Orly, Lyon et Nice. La Figure 4.4 nous montre les valeurs mensuelles maximales de flux solaire global horizontal, et la température extérieure moyenne pour les trois régions.

### 4.1.4 Configurations étudiées

Trois configurations sont étudiées dans cette partie (voir Tableau 4.3). Dans la première, qui sert de référence, la maison est simulée sans mur solaire (paroi opaque). Dans la deuxième, on intègre un mur solaire avec mur stockeur en béton (parpaings pleins) de 15 cm d'épaisseur. Dans la troisième, le mur stockeur en béton est remplacé par une paroi de 4 cm d'épaisseur en mortier ciment intégrant des microcapsules de MCP présenté dans le Tableau 3.5. Pour chaque configuration, 3 climats météorologiques différents sont considérées (Paris, Lyon et Nice) et deux scénarios de consigne de chauffage : soit à 20 °C toute la journée, soit avec un réduit de nuit en passant de 19 °C (de 7 heures à 21 heures) à 16 °C (de 21 heures à 7 heures du matin).

Tableau 4.3 : Tableau de synthèse sur les trois configurations.

	Configuration 1	Configuration 2	Configuration 3
Temps de simulation	1 an	1 an	1 an
Mur Trombe composite	–	sans MCP	mortier + MCP
Climat	Paris-Orly	Paris-Orly	Paris-Orly
	Lyon	Lyon	Lyon

Tableau 4.3 : Tableau de synthèse sur les trois configurations

	Configuration 1	Configuration 2	Configuration 3
	Nice	Nice	Nice
T consigne constante	20 °C	20 °C	20 °C
T consigne avec réduit de nuit	19-16 °C	19-16 °C	19-16 °C

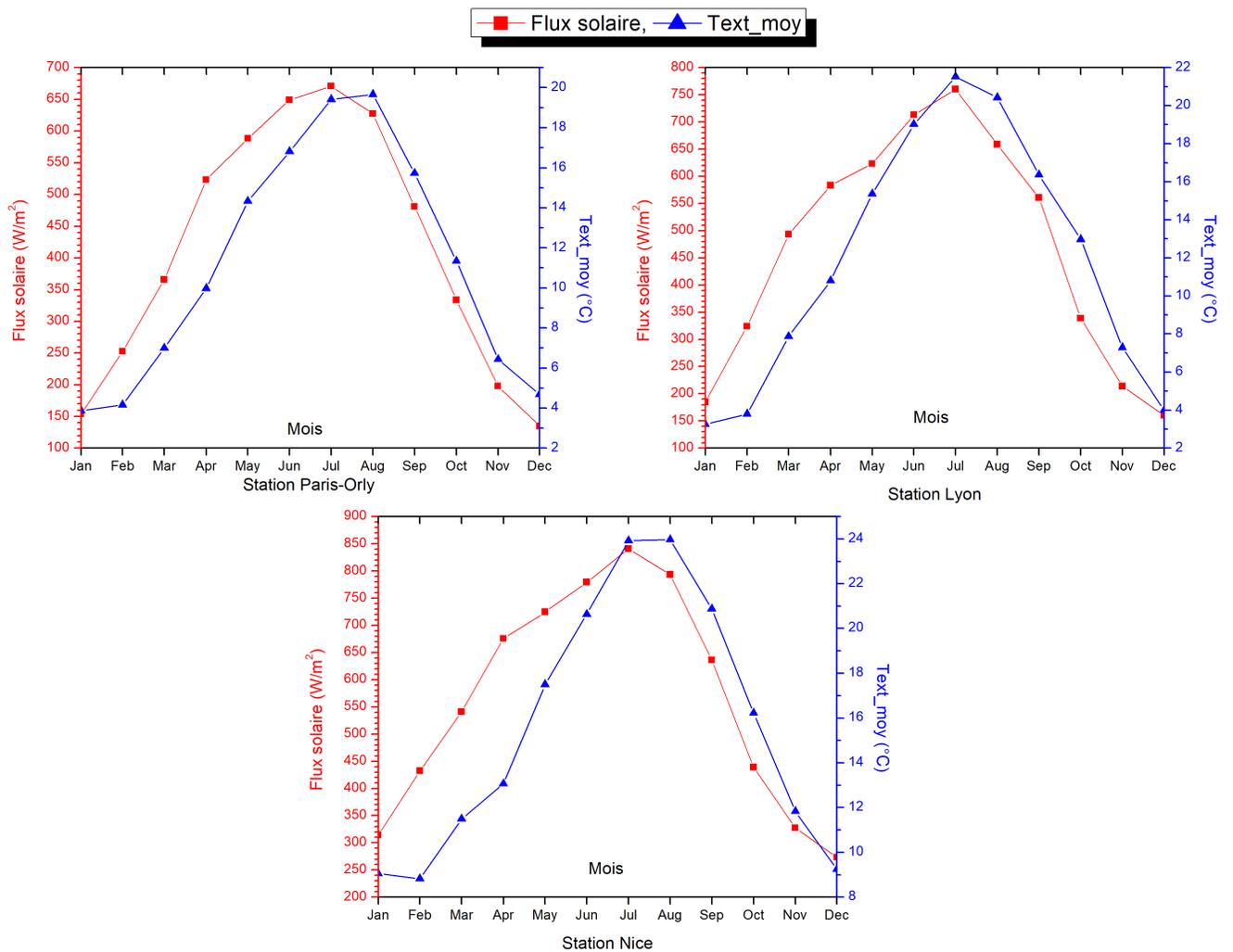


Figure 4.4 : Flux solaire global horizontal maximum et température extérieure moyenne mensuelle de la station Paris-Orly, Lyon et Nice

## 4.2 Critères d'observation des résultats

Les résultats des simulations seront examinés à la fois sur les besoins de chauffage et sur le confort dans la pièce.

Pour les besoins de chauffage, on intègre simplement la courbe de puissance de chauffage fournie pendant toute l'année :

$$Q = \int P \cdot dt \quad (4.1)$$

où  $Q$  représente les besoins de chauffage (J),  $P$  est la puissance énergétique (W), et  $dt$  est le pas de temps (s) utilisé pour l'intégration.

Le confort dans la pièce sera quant à lui étudié uniquement sur la période pendant laquelle le mur solaire est en fonctionnement, c'est-à-dire pendant la période de chauffage. En effet, on observe que la présence du mur solaire entraîne des surchauffes importantes dans la pièce. Pour cela, nous utiliserons la notion de confort adaptatif. Elle est basée sur le fait que quand la température extérieure évolue, notre perception du confort dans le bâtiment évolue elle aussi du fait que le corps humain ainsi que notre habillement et les occupants en général ont tendance à s'adapter aux conditions climatiques.

La norme EN 15251 [96] prend en compte cette notion de confort adaptatif. Elle propose un calcul de température intérieure de confort qui dépend d'une température journalière calculée en moyenne glissante sur plusieurs jours. Le problème, c'est qu'elle considère mal le cas où la température de confort est recherchée pour des températures extérieures basses (en hiver). McCartney et Nicol [97] ont proposé un calcul de température de confort adaptatif à partir de mesures réalisées en France. Il se base lui aussi sur une température moyenne glissante  $T_{RM}$  qui est évaluée chaque jour en fonction de sa valeur au jour précédent et de la valeur de la température moyenne du jour précédent  $T_{DM}$  :

$$T_{RM} = 0,8 \cdot T_{RM_{j-1}} + 0,2 \cdot T_{DM_{j-1}} \quad (4.2)$$

Il propose ensuite de calculer la température de confort comme une fonction affine par morceaux de  $T_{RM}$  :

$$T_C = 0,049 \cdot T_{RM} + 22,58 \quad si \quad T_{RM} < 10 \quad (4.3)$$

$$T_C = 0,206 \cdot T_{RM} + 21,48 \quad si \quad T_{RM} > 10$$

On peut ensuite considérer que 80% des personnes sont satisfaites d'une température étant dans une zone de  $\pm 3,5$  °C autour de cette température de confort. Pour notre étude sur le confort d'hiver, nous prendrons donc comme critère une température limite supérieure  $T_{C_{\max}}$  de 3,5 °C au dessus de  $T_c$  et nous évaluerons le nombre d'heures au dessus de cette température pendant la période de fonctionnement du mur solaire (période de chauffe). Pour la météo de Paris, pendant la période de chauffe, cette température  $T_{C_{\max}}$  varie de 26 °C au plus froid de l'hiver à 28 °C environ.

## 4.3 Simulation du cas de base : météo Paris, consigne constante

### 4.3.1 Configuration 1 : sans mur solaire

Dans ce premier cas, le mur Trombe composite n'est donc pas mis en place. Les résultats obtenus par la configuration 1 seront utilisés comme référence pour étudier les cas avec la présence du mur Trombe composite en béton ou mortier MCP.

Les Figures 4.5 nous montrent les variations de températures intérieures dans la chambre, le salon, et la pièceNord par rapport à la température extérieure. Nous remarquons que, dans le salon et la chambre, les températures passent régulièrement la barre des 20 °C pendant la saison de chauffe alors qu'elles se maintiennent à la température de consigne pendant les 100 premiers jours de l'année et les 50 derniers pour la pièceNord. Ceci est dû au fait que les pièces au sud reçoivent un important rayonnement solaire direct par les fenêtres. Les besoins de chauffage annuels de chaque zone de la maison individuelle sont calculés par l'intégration des puissances à chauffer présentées dans la Figure 4.6, par rapport au temps par l'équation 4.1. Les résultats de besoins de chauffage sont présentés dans le Tableau 4.4.

Tableau 4.4 : Besoins de chauffage annuels à l'intérieur de la chambre, salon et pièceNord pour le cas sans mur Trombe composite.

Zone	Besoins de chauffage	Unité
Chambre	66,7	kWh/m <sup>2</sup> /an
Salon	68,4	kWh/m <sup>2</sup> /an
PièceNord	75,7	kWh/m <sup>2</sup> /an

On remarque que les besoins de chauffage des pièces au sud (salon et chambre) sont plus faibles que celui de la zone pièceNord, ce qui semble logique. L'ordre de grandeur des besoins

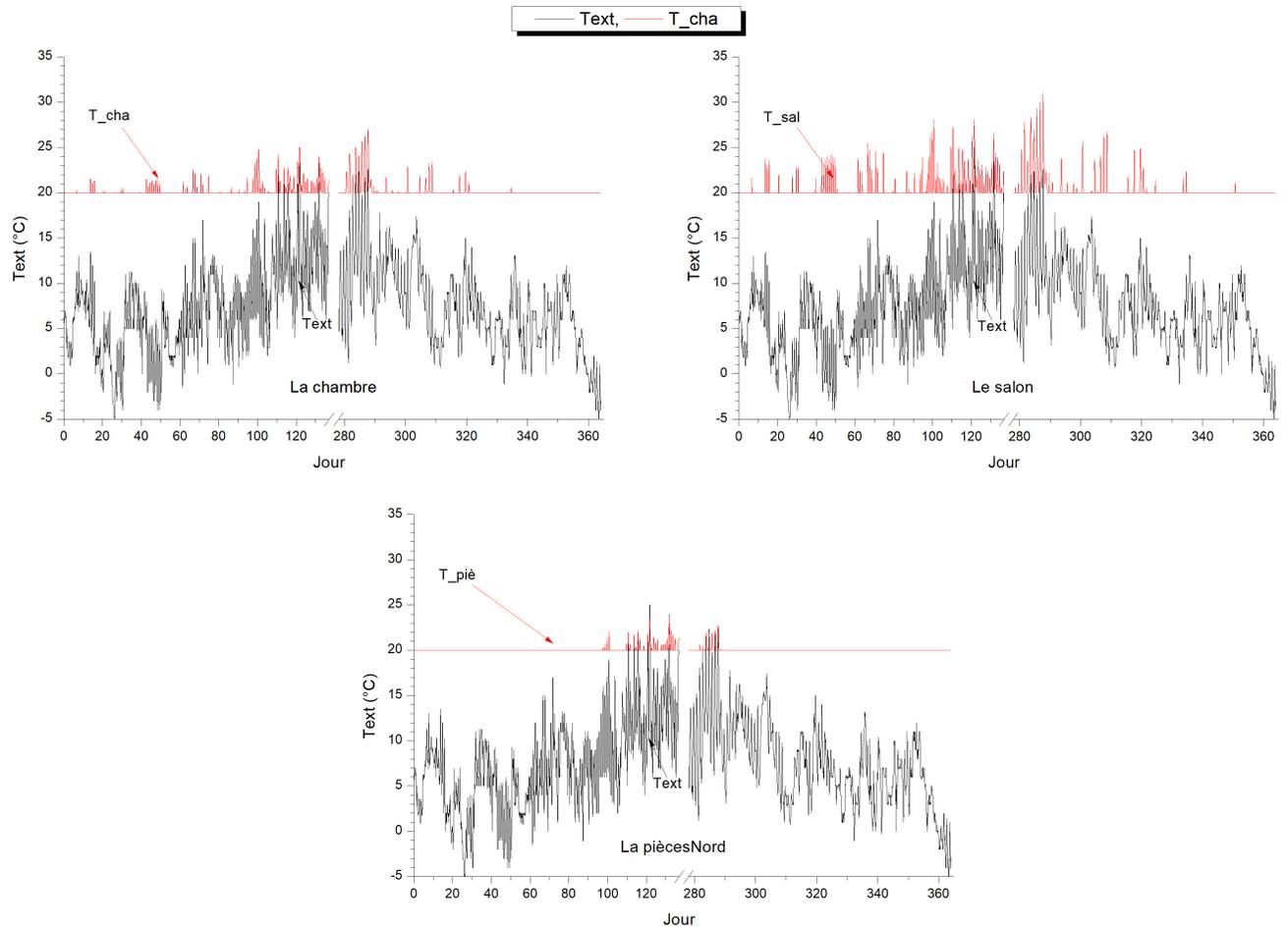


Figure 4.5 : Variation de la température à l'intérieur de la **chambre**, du **salon** et de la **pièceNord** par rapport à  $T_{ext}$  pour le cas sans mur Trombe composite

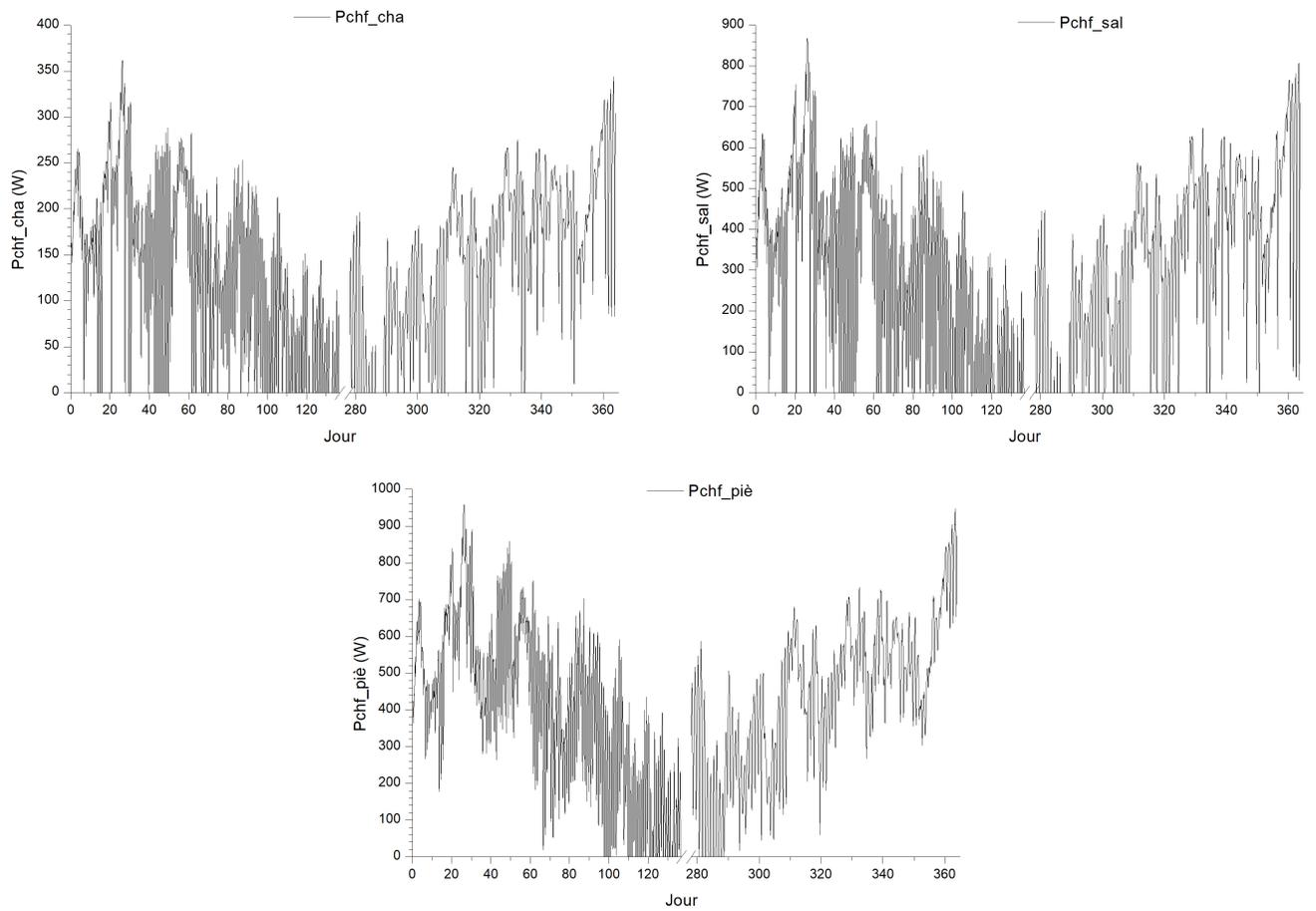


Figure 4.6 : Variation de la puissance de chauffage dans la **chambre**, du **salon** et de la **pièce Nord** pour le cas sans mur Trombe composite

de chauffage est, quant à lui, cohérent par rapport aux compositions des parois.

### 4.3.2 Configuration 2 : mur Trombe composite sans MCP

Dans cette configuration, nous avons intégré dans la chambre le mur Trombe composite de 2,15 m de haut et 1,34 m de large dans le mur extérieur orienté au sud. Pour bien montrer l'effet du MCP lorsque la comparaison avec la configuration 3 sera faite, deux compositions de parois stockeuses sont étudiées :

- Configuration 2a : mur stockeur en béton de 15 cm d'épaisseur
- Configuration 2b : mur stockeur en mortier de 4 cm ayant les mêmes caractéristiques thermiques que le mortier MCP utilisé en configuration 3 mais sans changement de phase.

Cette deuxième configuration (2b) ne serait sûrement pas envisagée dans la pratique et n'est peut être pas réaliste physiquement mais elle permet d'isoler l'effet du MCP en lui-même. Par ailleurs, la comparaison directe avec le mur béton aurait été difficile du fait de la différence d'épaisseur et de masse volumique des deux parois.

Le schéma des composants et les propriétés thermiques de ces murs solaires sont décrits dans la Figure 3.6 et les Tableaux F.1 et F.2.

On rappelle ici que la simulation est réalisée en supposant qu'il n'y a pas de ventilation entre la chambre et les deux autres zones (le salon et la pièces-Nord). Le transfert de chaleur entre les trois zones ne peut donc se faire que par les cloisons intérieures. La Figure 4.7 montre l'énergie fournie par le mur Trombe composite et la température sortie de l'ouïe de la lame d'air vers l'intérieur de la chambre (zoom des Figures 4.8 et 4.9). Lorsque le rayonnement solaire est suffisant, le mur solaire capte une partie de cette énergie dans la paroi stockeuse (en béton ou en mortier) dans laquelle elle est accumulée, transférée et récupérée plus tard dans la lame d'air ventilée puis à l'intérieur de la chambre. On voit bien sur cette figure que le mur en béton offre un déphasage des apports plus important que le mur en mortier.

Quand il n'y a pas suffisamment d'énergie solaire (en particulier la nuit), le sens des échanges peut s'inverser dans le mur Trombe composite. Ce phénomène peut créer une thermo-circulation inverse quand la température de la paroi stockeuse est inférieure à la température de la chambre. Dans ce modèle, nous avons pris en compte (simulé) la mise en place d'un composant (film plastique souple dans la pratique au niveau de l'ouïe basse) qui permet d'éviter ce phénomène.

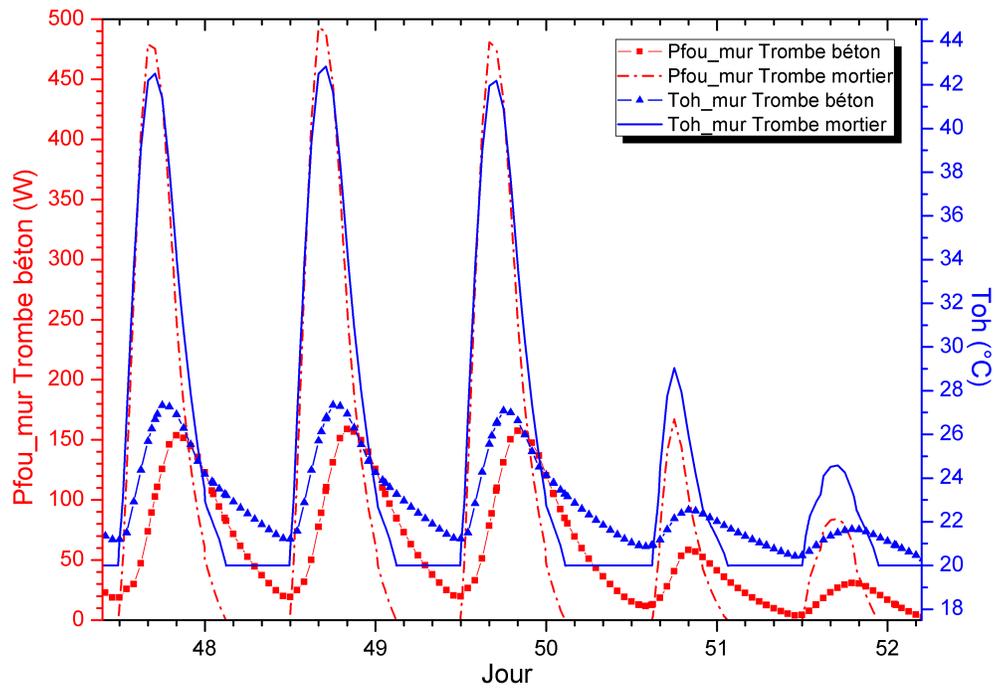


Figure 4.7 : Puissance et température d'air en sortie de l'ouïe haute du mur Trombe composite pour cinq jours de la simulation

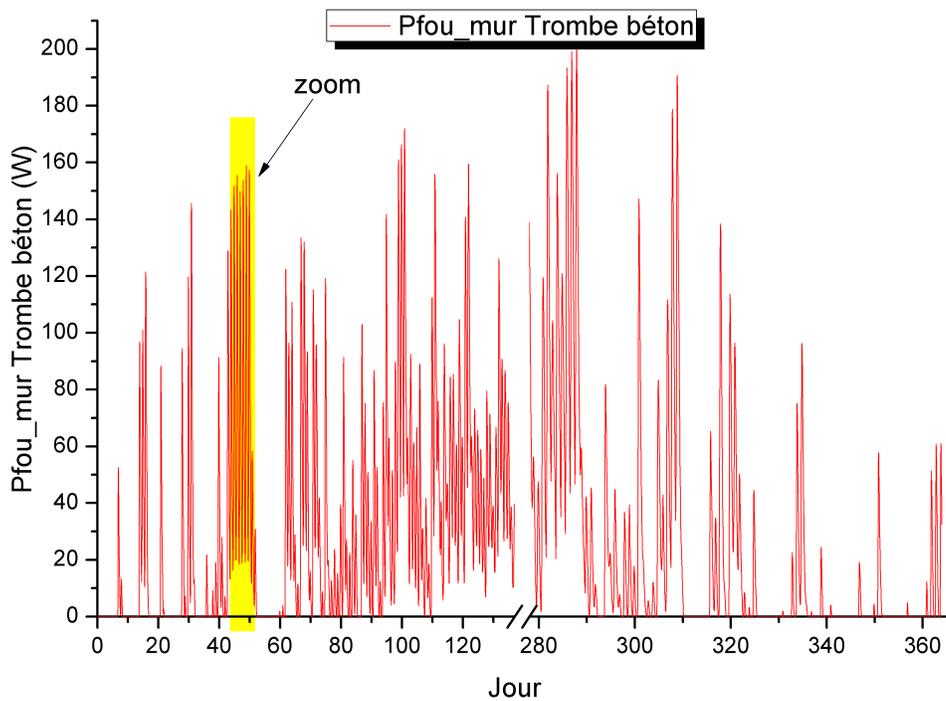


Figure 4.8 : Puissance fournie par le mur Trombe composite en béton

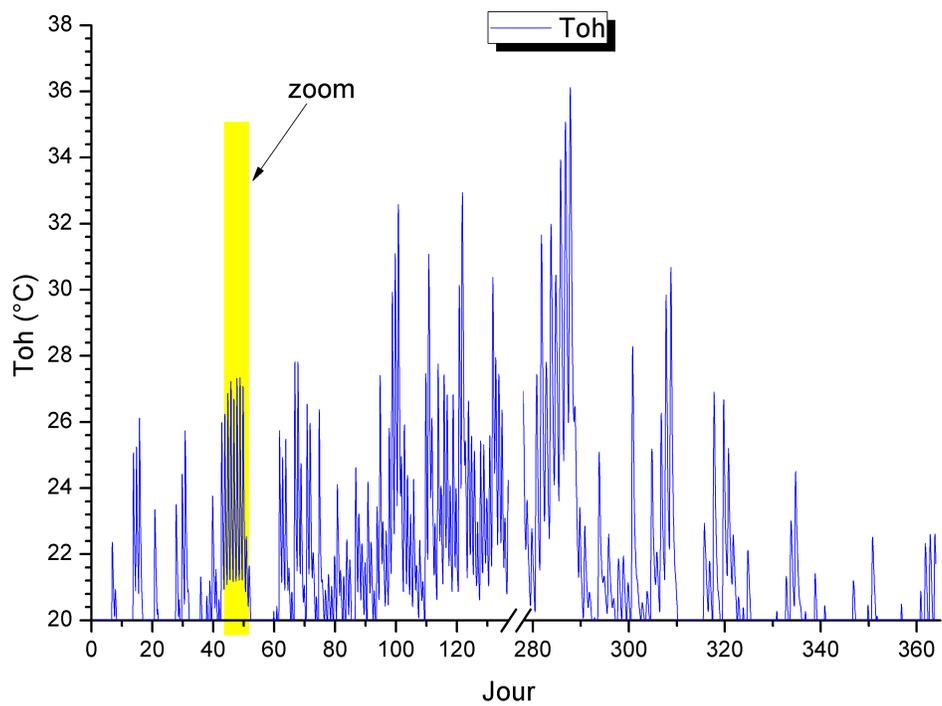


Figure 4.9 : Température d'air en sortie de l'ouïe haute de la lame d'air du mur Trombe composite en béton

La Figure 4.10 montre l'évolution du débit d'air dans la lame d'air. On constate bien que le débit est nul la nuit et parfois même la journée quand le rayonnement solaire n'est pas suffisant. Le calcul de la température dans la lame d'air se fait dans ce cas en considérant une lame d'air fermée (Figure 4.7).

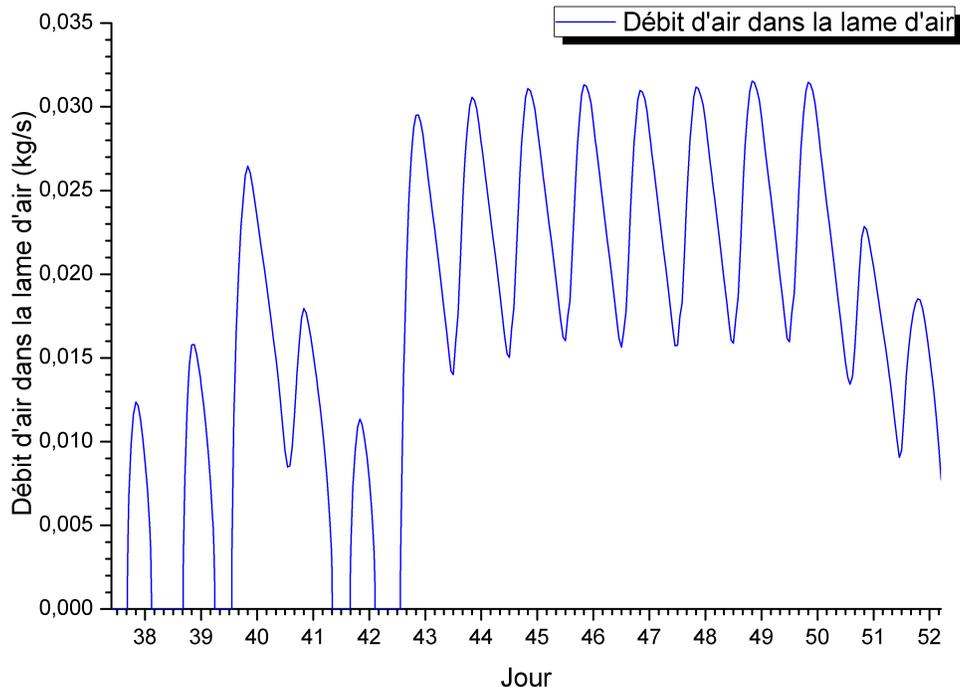


Figure 4.10 : Débit d'air dans la lame d'air du mur Trombe composite en béton

La Figure 4.11 montre la variation de la température de l'air intérieur dans la chambre équipée d'un mur Trombe composite comparée au cas de référence dans le cas de journées d'hiver ensoleillées. Au regard de ces courbes de températures, nous pouvons remarquer que les murs solaires augmentent la température de l'air intérieur dans la chambre comparées à la température d'air dans la chambre non équipée de mur solaire. Cette augmentation est d'ailleurs beaucoup plus forte pour le mur stockeur en mortier, ce qui s'explique par le fait que les apports sont très peu déphasés. Pour la courbe de température d'air dans la chambre sans mur solaire, elle redescend très rapidement à la température de consigne au coucher du soleil. L'intégration du mur Trombe composite en béton augmente la température dans la chambre pendant la journée et prolonge le temps où elle est au-dessus de la température de consigne (Figure 4.12). La reprise du chauffage se fait donc plus tard.

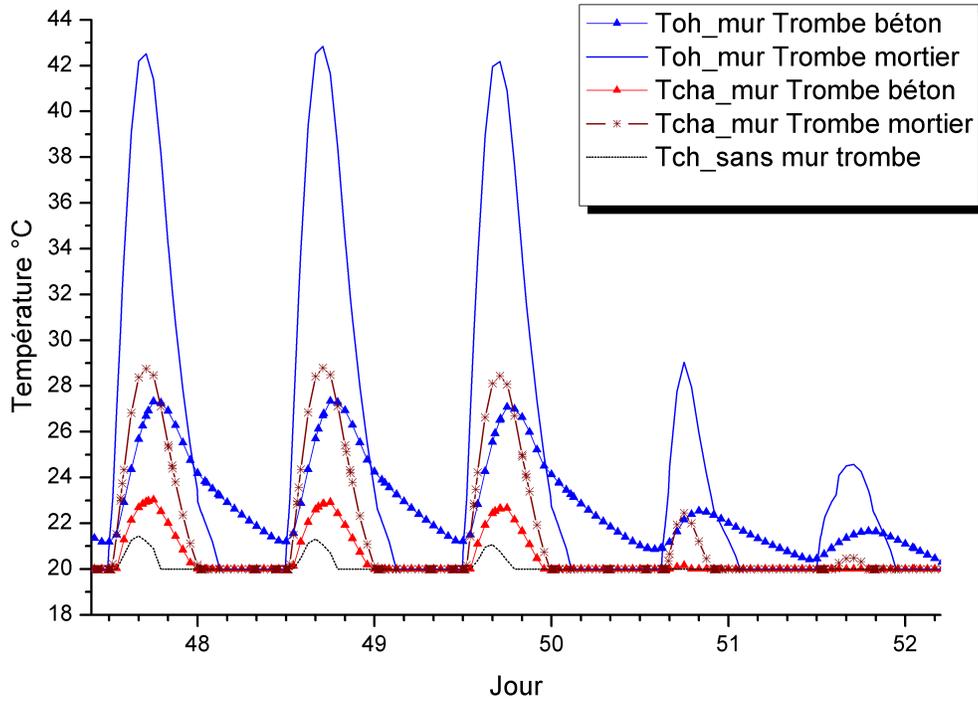


Figure 4.11 : Température d'air dans la chambre avec et sans mur Trombe pour cinq jours d'hiver (et température en sortie du mur solaire)

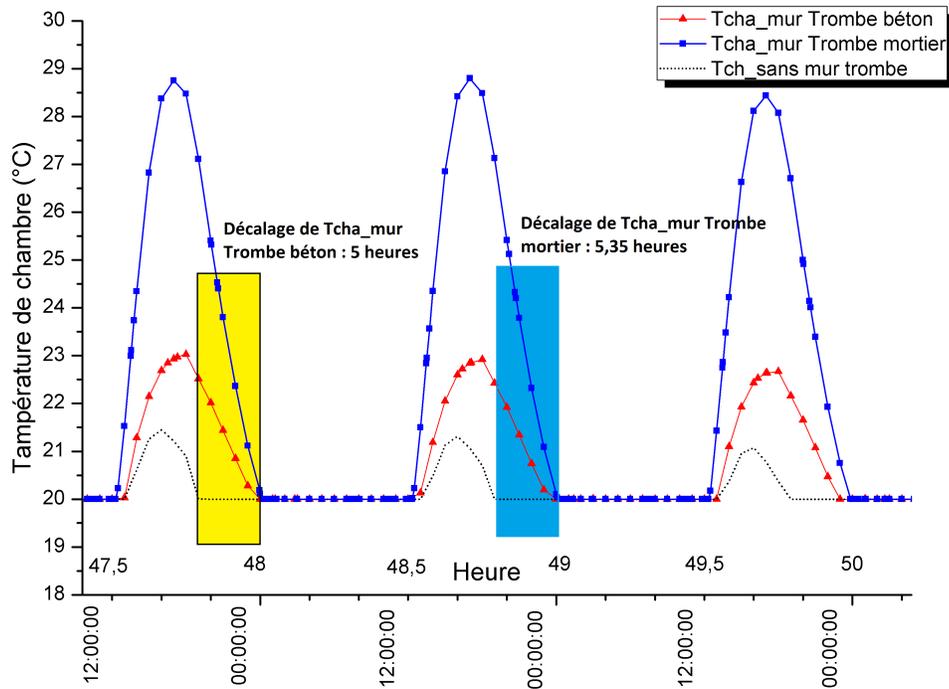


Figure 4.12 : Décalage de 5 et 5,35 heures entre la température à l'intérieur de la chambre avec mur Trombe béton ou mortier (pour la période de 47,5 à 50 du jour)

Les Figures 4.13 et 4.14 représentent la température d'air à l'intérieur du salon et de la pièceNord. On constate ici que le transfert thermique à travers les cloisons doit être faible car les températures intérieures sont peu influencées par la mise en place du mur Trombe. Les besoins de chauffage annuels dans la chambre, le salon et la pièceNord pour la maison intégrant le mur Trombe composite en béton sont présentés dans le Tableau 4.5.

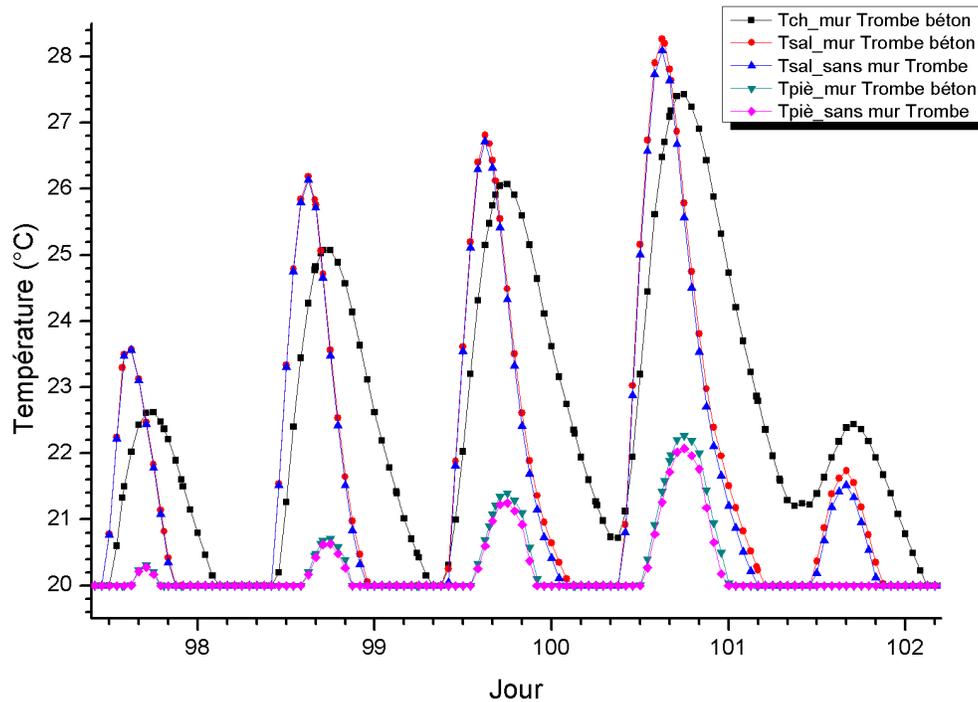


Figure 4.13 : Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la variation de  $T_{\text{chambre}}$  pour le cas "avec" et "sans" la présence du mur Trombe composite en béton

Tableau 4.5 : Besoins de chauffage annuels à l'intérieur de la chambre, salon et pièceNord pour le cas "avec" et "sans" le mur Trombe.

Zone	Besoin de chauffage de la maison équipée d'un mur Trombe en béton	Besoin de chauffage de la maison équipée d'un mur Trombe en mortier	Besoin de chauffage de la maison sans mur Trombe	Unité
Chambre	53,1	54,6	66,7	kWh/m <sup>2</sup> /an

Tableau 4.5 : Les besoins de chauffage annuels à l'intérieur de la chambre, salon et pièceNord pour le cas sans et avec le mur Trombe.

Zone	Besoin de chauffage de la maison équipée d'un mur Trombe en béton	Besoin de chauffage de la maison équipée d'un mur Trombe en mortier	Besoin de chauffage de la maison sans mur Trombe	Unité
Salon	66,8	66,3	68,4	kWh/m <sup>2</sup> /an
PièceNord	73,8	72,9	75,7	kWh/m <sup>2</sup> /an

Ces chiffres confirment les conclusions précédentes car les besoins de chauffage du salon et de la pièceNord sont faiblement influencés par la mise en place du mur solaire. On voit cependant que la réduction est significative dans la pièce où se situe le mur solaire.

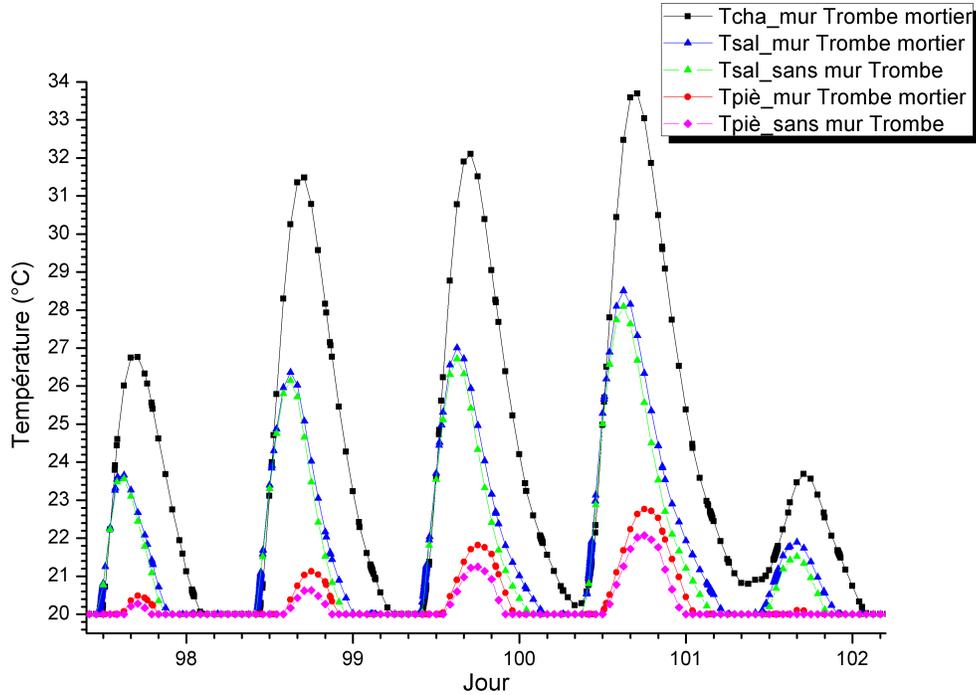


Figure 4.14 : Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièce Nord par rapport à la variation de  $T_{\text{chambre}}$  pour le cas "avec" et "sans" la présence du mur Trombe en mortier

### 4.3.3 Configuration 3 : mur Trombe composite en MCP

Avec les mêmes conditions climatiques (Paris), dans ce cas, la paroi stockeuse en béton dans le mur Trombe composite a été remplacée par la paroi stockeuse intégrant le MCP de dimension  $2,15 \times 1,34 \times 0,04 \text{ m}^3$ . Les propriétés thermiques de la paroi stockeuse contenant le MCP sont présentées dans le Tableau 3.5 du chapitre 3.

Sur les Figures 4.15 et 4.16, on peut voir la comparaison des puissances fournies par le mur Trombe dont le mur stockeur est en MCP avec celles des deux murs de référence de la configuration 2 (béton et mortier sans MCP). On peut noter que la puissance fournie avec le mur MCP est plus importante mais sur un temps plus court que pour le mur stockeur béton. Par rapport au mur en mortier, les variations sont assez semblables mais avec une puissance écrêtée du fait de la présence du MCP et une inflexion de la puissance en fin de cycle lorsque le MCP se solidifie.

On observe le même phénomène sur la température de la chambre (Figure 4.17) où l'on voit bien que la présence du MCP dans le mortier a pour effet de diminuer les températures maximales dans la chambre mais où les variations sont beaucoup plus grandes que dans le cas avec un mur stockeur en béton. Les résultats de besoins de chauffage annuels à l'intérieur de la chambre sont présentés dans le Tableau 4.6. On se rend compte que la substitution du

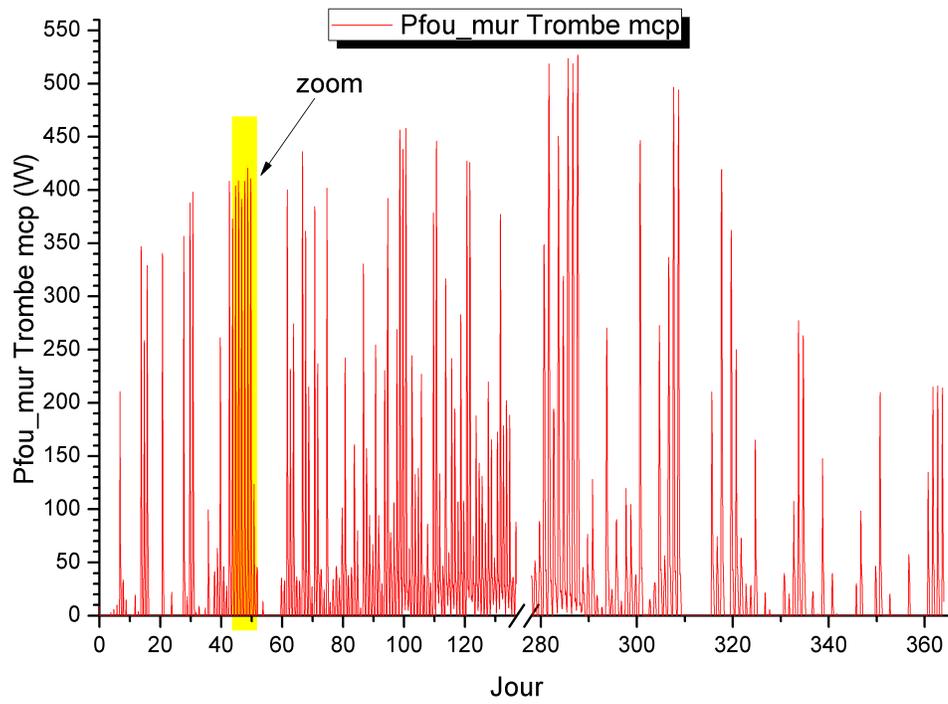


Figure 4.15 : Puissance fournie par le mur Trombe composite en MCP

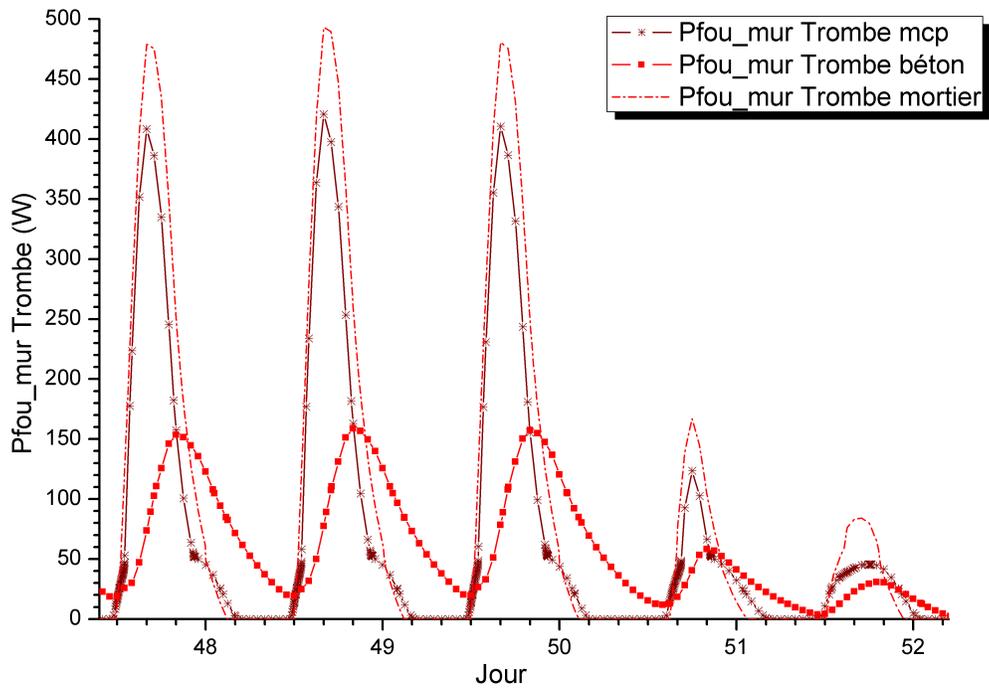


Figure 4.16 : Comparaison de la puissance fournie par le mur Trombe composite avec et sans MCP

mur stockeur en béton par un mur stockeur plus fin intégrant des MCP n'engendre pas de changement important dans les besoins de chauffage.

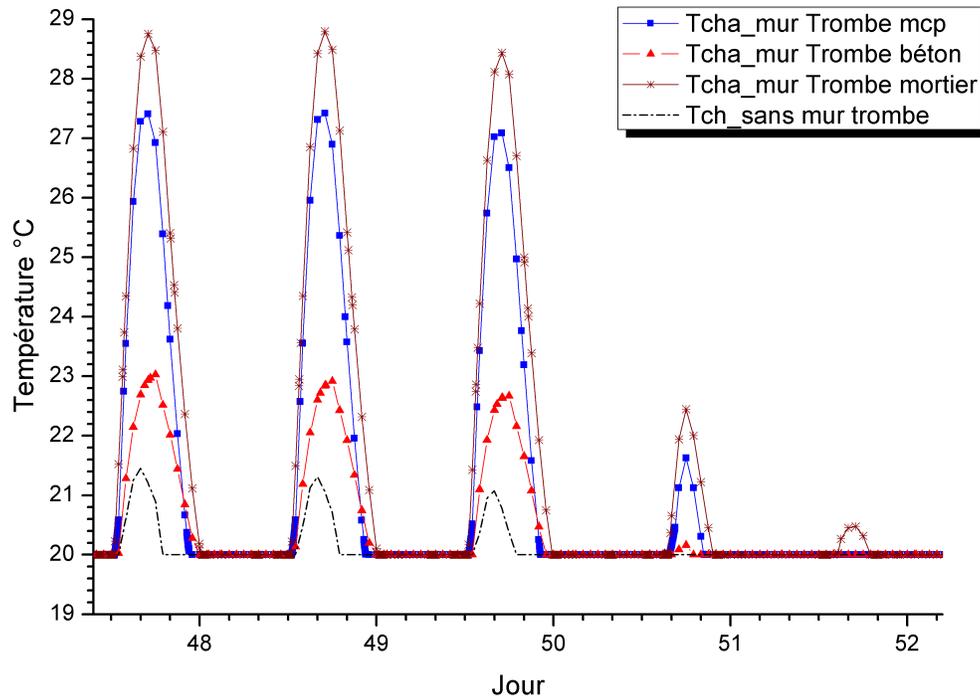


Figure 4.17 : Comparaison de la température d'air à l'intérieur de la chambre intégrant le mur Trombe composite avec et sans MCP par rapport à la température d'air dans la chambre sans mur Trombe composite

La Figure 4.18 nous montre le décalage de la température d'air à l'intérieur de la chambre entre les cas étudiés. On constate qu'avec le mortier sans MCP, la reprise du chauffage se fait plus tard qu'avec MCP ou avec le mur béton. Ceci est dû au fait que la température monte beaucoup plus dans la pièce comme on le constate sur les courbes. La température de l'air à l'intérieur de la chambre équipée d'un mur Trombe composite en MCP est plus élevée que celle avec le mur en béton et inférieure à celle obtenue avec le mur en mortier sans MCP. Les résultats présentés sur les Figures 4.19, 4.20 et 4.21 concernant la variation de la température d'air dans le salon et la zone pièceNord montrent peu différence pour les cas où la chambre est soit sans mur Trombe composite ou soit équipée d'un mur Trombe en béton et d'un mur Trombe en mortier sans MCP. La paroi solaire a donc essentiellement un effet significative sur la température de la chambre.

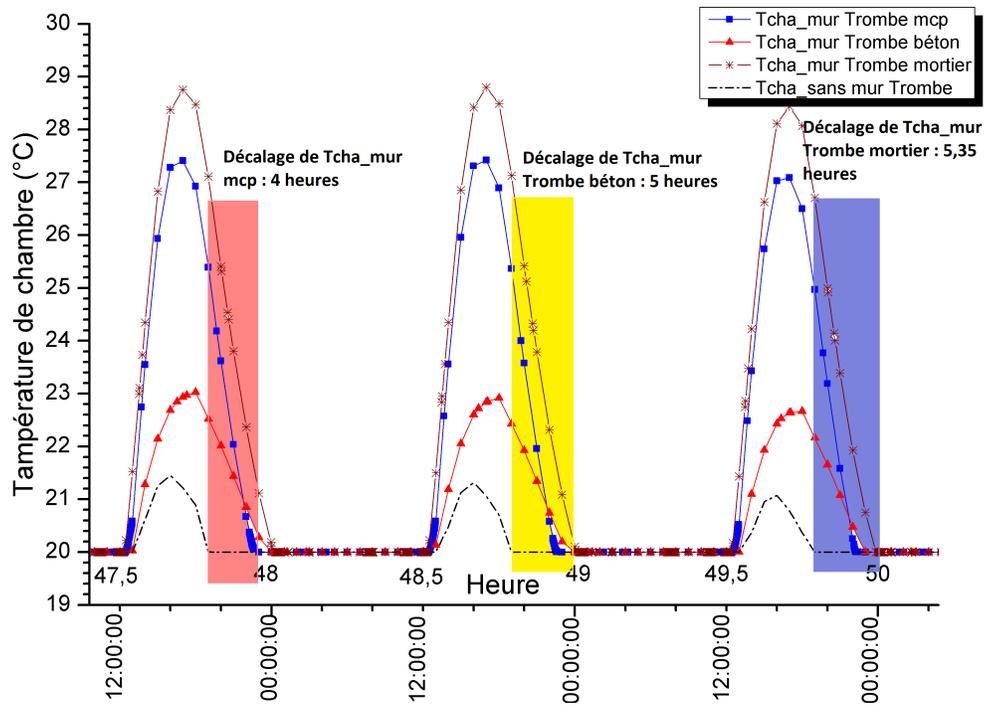


Figure 4.18 : Comparaison du décalage de la température d'air dans la chambre intégrant mur Trombe composite avec et sans MCP (pour la période de 47,5 à 50 du jour)

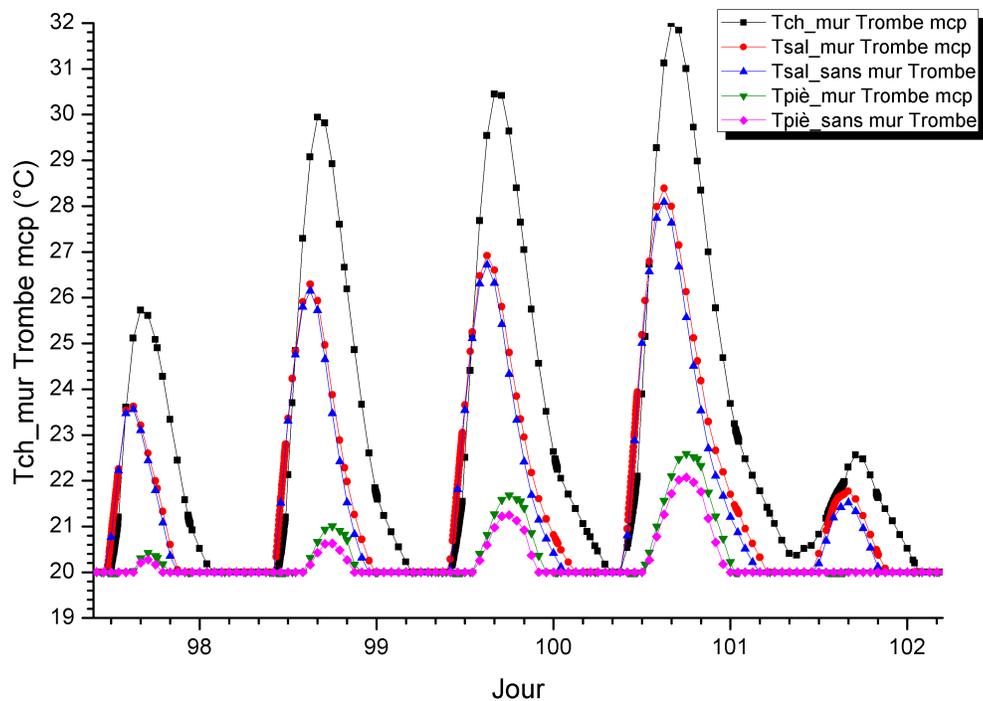


Figure 4.19 : Comparaison de la température d'air dans le salon et la zone pièceNord par rapport à la Température de la chambre pour le cas avec et sans mur Trombe composite en MCP

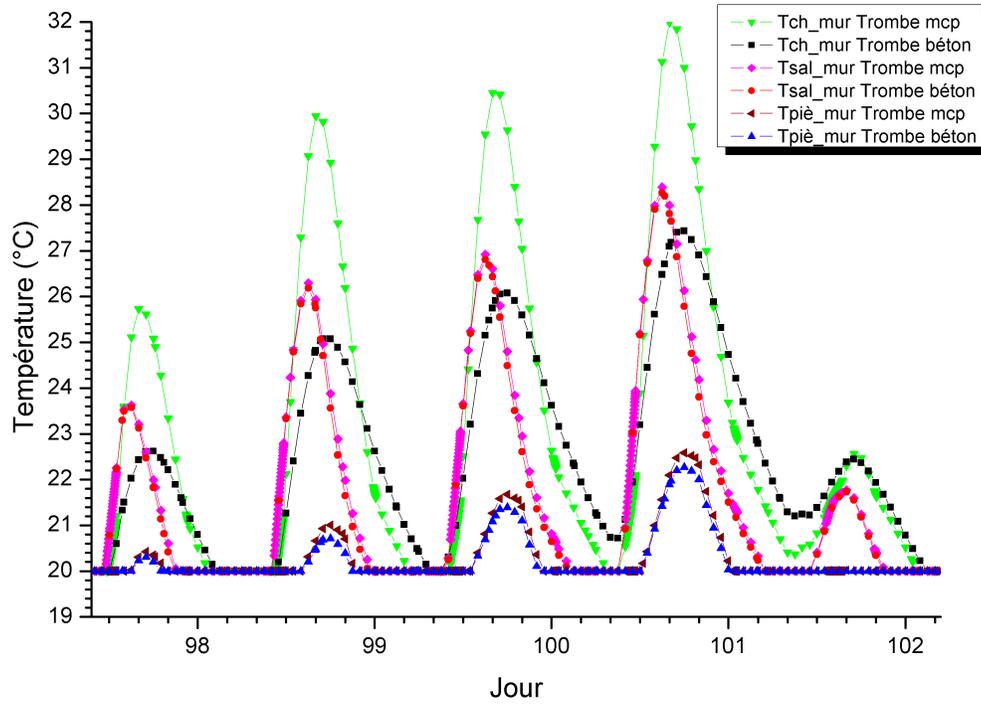


Figure 4.20 : Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la température d'air dans la chambre équipée du mur Trombe composite en béton / MCP

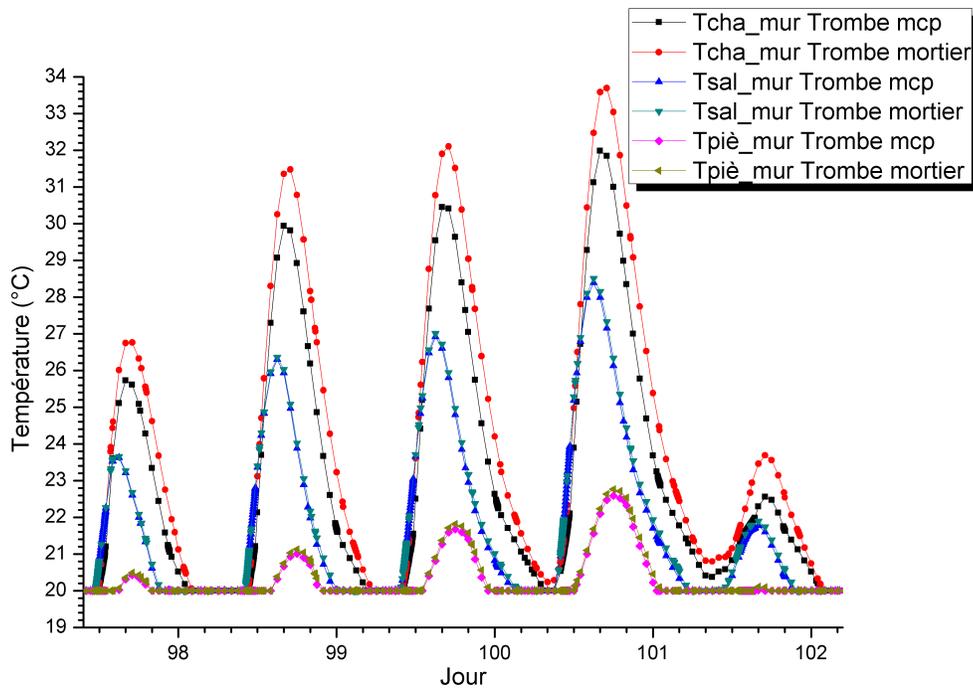


Figure 4.21 : Comparaison de la température d'air dans le salon et la pièceNord par rapport à la température d'air dans la chambre équipée du mur Trombe composite en mortier / MCP

Le Tableau 4.6 nous montre les besoins de chauffage totaux à l'intérieur de la chambre, du salon, et de la zone pièceNord de la maison pour toute l'année. Dans ce tableau, nous pouvons noter que les besoins de chauffage annuels dans la chambre sans mur Trombe composite sont plus élevés que ceux pour la chambre avec l'intégration d'un mur solaire en béton/MCP : 13,64 kWh/m<sup>2</sup>/an pour le mur solaire en béton, et 13,27 kWh/m<sup>2</sup>/an pour le mur solaire en MCP. On a donc une baisse des besoins de chauffage de 20,45% pour le mur en béton, et de 19,90 % pour le mur en MCP. Par contre, on se rend compte que par rapport au mur stockeur en mortier, l'intégration de MCP a finalement un impact faible sur les besoins de chauffage car on a un peu plus de 1 kW.h/m<sup>2</sup> d'écart. Pour les deux autres zones (le salon et la pièceNord), nous remarquons que les besoins de chauffage varient peu.

Tableau 4.6 : Comparaison des besoins de chauffage annuels, économies d'énergie et nombre d'heurs inconfort à l'intérieur de la chambre, salon et la zone pièceNord pour les trois configurations.

Zone	Cas d'étude	Besoin chauffage	Économie d'énergie	Unité	% d'économie	nb d'heures inconfort
Chambre	configuration 1	66,69	–	kWh/m <sup>2</sup> /an	–	0
	configuration 2a	53,05	13,64	kWh/m <sup>2</sup> /an	20,45%	35
	configuration 2b	54,60	12,09	kWh/m <sup>2</sup> /an	18,13%	262
	configuration 3	53,42	13,27	kWh/m <sup>2</sup> /an	19,90%	170
Salon	configuration 1	68,42	–	kWh/m <sup>2</sup> /an	–	35
	configuration 2a	66,78	1,64	kWh/m <sup>2</sup> /an	2,40%	37
	configuration 2b	66,29	2,13	kWh/m <sup>2</sup> /an	3,11%	44
	configuration 3	66,20	2,22	kWh/m <sup>2</sup> /an	3,25%	41
PièceNord	configuration 1	75,72	–	kWh/m <sup>2</sup> /an	–	0
	configuration 2a	73,78	1,94	kWh/m <sup>2</sup> /an	2,56%	0
	configuration 2b	72,98	2,74	kWh/m <sup>2</sup> /an	3,62%	0
	configuration 3	73,07	2,65	kWh/m <sup>2</sup> /an	3,50%	0

Les barres graphiques mensuelles dans la Figure 4.22, 4.23, et 4.24 montrent les besoins de chauffage mensuels dans la chambre, le salon et la pièceNord pour les configurations étudiées. On peut remarquer que pour les configurations 2 et 3, les besoins de chauffage sont très faibles en mai et en septembre, ce qui laisse à penser que la mise en place du mur Trombe permettrait de réduire la période de chauffage.

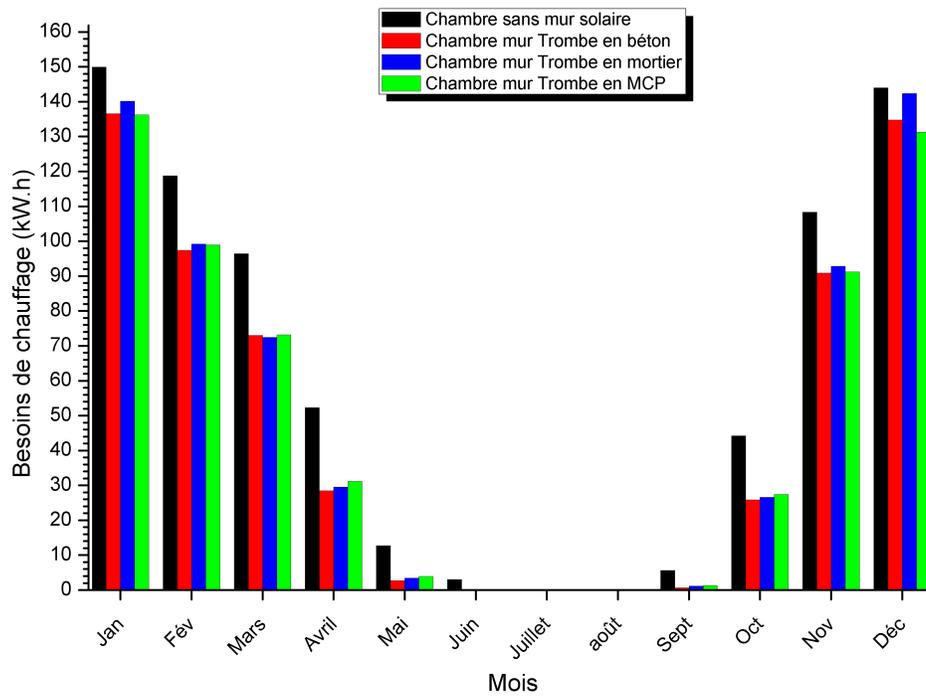


Figure 4.22 : Comparaison des besoins de chauffage mensuels dans la chambre basée sur configurations étudiées

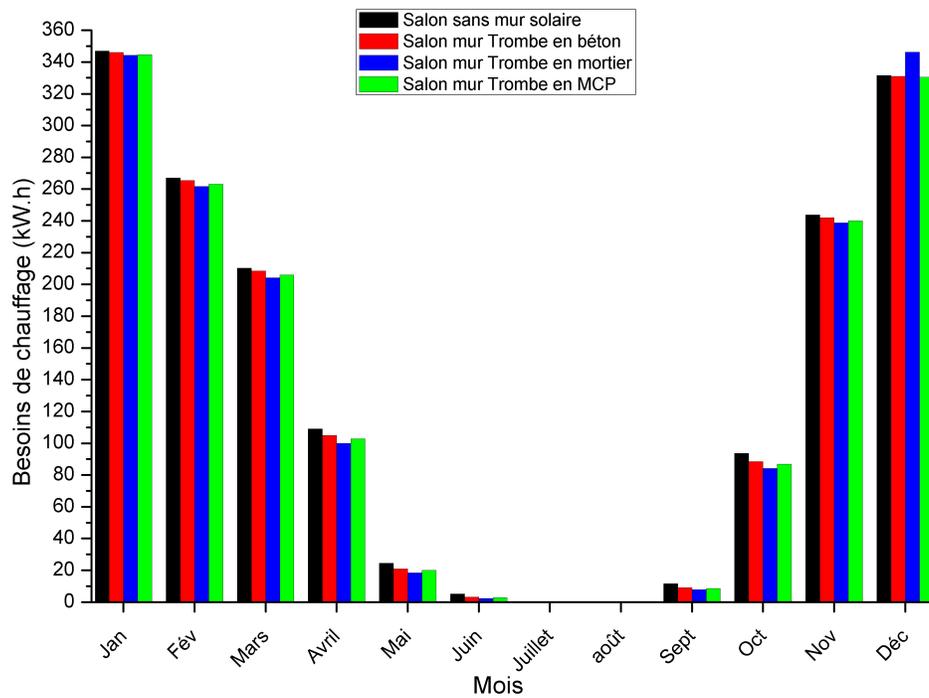


Figure 4.23 : Comparaison des besoins de chauffage mensuels dans le salon basée sur configurations étudiées

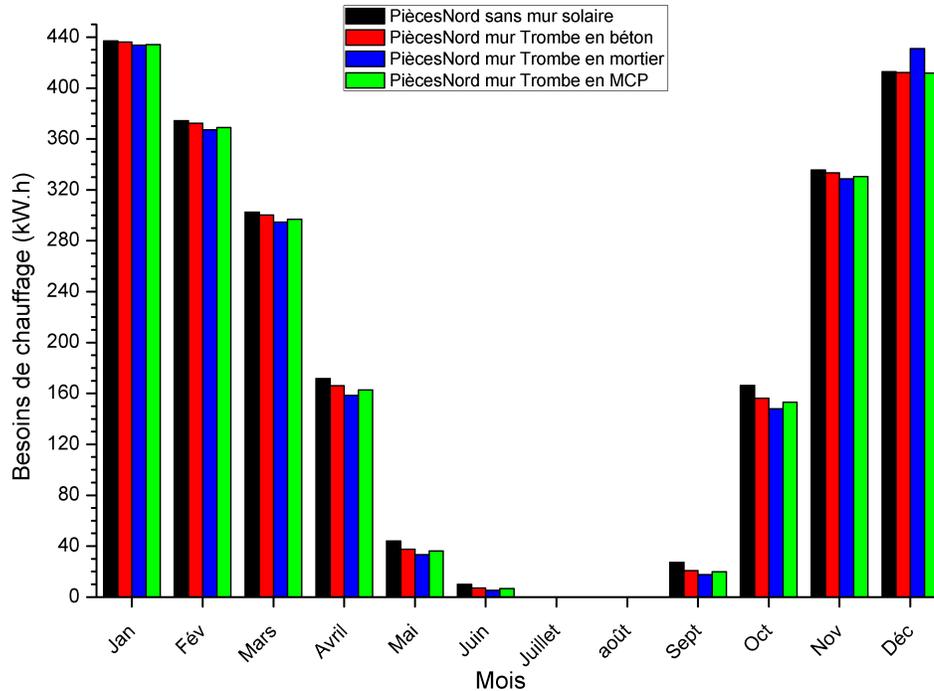


Figure 4.24 : Comparaison des besoins de chauffage mensuels dans la zone pièceNord basée sur configurations étudiées

#### 4.4 Variantes : température de consigne avec réduit de nuit et zone climatique

Dans cette partie, nous étudierons le comportement du bâtiment pour le cas où un réduit de nuit est mis en place. Le scénario de consigne de température sera établi à 19 °C de 7 heures à 21 heures et à 16 °C de 21 heures à 7 heures du matin. Le but de ce cas d'étude est d'observer la variation des besoins de chauffage et la dynamique de bâtiment par rapport au cas ci-dessus qui est réglé avec la température de consigne de 20 °C tout le temps. Ce nouveau scénario de mise en température sera à nouveau exécuté dans les trois configurations ci-dessus. Les Tableaux 4.7 et 4.8 présentent la comparaison des besoins de chauffage annuels de trois configurations étudiées dans la section 4.3 avec trois climats différents : Paris-Orly, Lyon et Nice.

On remarque que la mise en place du réduit de nuit et la baisse de température en journée de 1 °C ont un impact non négligeable sur les besoins de chauffage (voir tableau 4.8). La réduction est de l'ordre de 20% pour météo de Paris et Lyon et même de plus de 30% pour le météo de Nice (où les besoins de chauffage sont très faibles à la base, ce qui explique ce chiffre). Il est intéressant de noter (tableau 4.7) que la mise en place du réduit de nuit affecte peu l'efficacité de la mise en place du mur solaire. Autrement dit, que les usagers se

chauffent à une température constante ou avec un réduit de nuit, on conserve un potentiel d'économie d'énergie dans les deux cas étudiés de l'ordre de 20% grâce au mur solaire.

Tableau 4.7 : Comparaison des besoins en chauffage annuel de trois configurations basées sur trois régions en France et avec la température de consigne 16-19 °C.

Zone	Cas d'étude	Besoin chauffage	Économie d'énergie	Unité	% d'économie
Paris-Orly	configuration 1	52,36	–	kWh/m <sup>2</sup> /an	–
	configuration 2a	41,71	10,65	kWh/m <sup>2</sup> /an	20,34%
	configuration 2b	42,89	9,74	kWh/m <sup>2</sup> /an	18,6%
	configuration 3	42,52	9,84	kWh/m <sup>2</sup> /an	18,79%
Lyon	configuration 1	48,31	–	kWh/m <sup>2</sup> /an	–
	configuration 2a	38,55	9,76	kWh/m <sup>2</sup> /an	20,20%
	configuration 2b	39,27	9,04	kWh/m <sup>2</sup> /an	18,71%
	configuration 3	38,86	9,45	kWh/m <sup>2</sup> /an	19,56%
Nice	configuration 1	13,29	–	kWh/m <sup>2</sup> /an	–
	configuration 2a	4,24	9,05	kWh/m <sup>2</sup> /an	68,10%
	configuration 2b	6,55	6,74	kWh/m <sup>2</sup> /an	50,72%
	configuration 3	5,96	7,33	kWh/m <sup>2</sup> /an	55,15%

Tableau 4.8 : Comparaison des besoins de chauffage annuels de la chambre entre les trois cas simulés avec la température de consigne variable de 19 °C à 16 °C et ceux simulés avec la température de consigne constante maintenue à 20 °C.

Zone	Cas d'étude	Besoin chauffage T = 20 °C	Besoin chauffage T = 16-19 °C	Économie d'énergie	Unité
Paris-Orly	configuration 1	66,69	52,36	14,33 = 21,49%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	53,05	41,71	11,34 = 21,38%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2b	54,60	42,89	11,71 = 21,45%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	53,42	42,52	10,9 = 20,40%	kWh/m <sup>2</sup> /an
Lyon	configuration 1	61,24	48,31	12,93 = 21,11%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	47,97	38,55	9,42 = 19,64%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2b	49,44	39,27	10,17 = 20,57%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	48,99	38,86	10,13 = 20,68%	kWh/m <sup>2</sup> /an
Nice	configuration 1	21,07	13,29	7,78 = 36,92%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	6,14	4,24	1,9 = 30,95%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2b	9,47	6,55	2,92 = 30,83%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	8,64	5,96	2,68 = 31,02%	kWh/m <sup>2</sup> /an

## 4.5 Variantes : regroupement des zones thermiques et position du mur solaire

Comme précisé dans la partie modélisation, on considère dans les simulations que l'air ne circule pas entre les zones thermiques. Les résultats de simulation montrent que la température dans la chambre peut alors augmenter de façon importante et générer des surchauffes. Nous avons donc testé ici un cas où l'on considère une circulation d'air entre les pièces (porte ouverte) en regroupant les deux zones thermiques en une seule et un cas où le mur solaire est déplacé dans le salon (dont la surface est environ deux fois plus grande que celle la chambre).

Tableau 4.9 : Comparaison des besoins de chauffage dans les cas : de base, du mur solaire au salon et du regroupement des zones thermiques.

kW.h/(m <sup>2</sup> .an)	Besoins chambre	Besoins salon	Besoins pièceNord	Total
Mur Chambre	54,13	66,50	73,21	67,51
Mur Salon	64,52	61,37	73,65	67,58
Zones regroupées		61,01	74,52	67,25

Les résultats sur les besoins de chauffage sont présentés dans le Tableau 4.9. On constate qu'au global, les besoins de chauffage sont très peu affectés par le changement de position du mur solaire. On voit simplement que la baisse des besoins de chauffage impacte la pièce qui contient le mur solaire. Ils sont également très peu affectés par le fait d'avoir regroupé les deux zones thermiques au sud. On peut donc penser que le fait d'avoir une meilleure circulation d'air entre les pièces affecte peu les besoins de chauffage.

La Figure 4.25 présente l'évolution de la température dans la chambre et le salon pour les 3 cas étudiés ci-dessus. Pour le 3<sup>ème</sup> cas, les deux pièces sont regroupés dans la zone « PiècesSud ». On constate que c'est pour les jours où la température extérieure est la plus basse (et donc la température de confort adaptatif est aussi la plus basse) que la température intérieure est la plus haute. Ceci est dû au fait que ces jours sont souvent les plus ensoleillés. On voit sur la semaine représentée que la température limite de confort est dépassée deux jours consécutifs dans la pièce qui contient le mur solaire.

Les résultats quantifiés se trouve dans le Tableau 4.10 pour toute la période de surchauffe. On voit encore ici que les surchauffes ont lieu dans la pièce dans laquelle se trouve le mur solaire. On constate également que le fait de prendre en compte une même zone thermique pour les deux pièces (qu'on pourrait assimiler physiquement à une porte qui resterait toujours ouverte) divise par deux le nombre d'heures d'inconfort. Il reste que le nombre d'heures de surchauffe reste important.

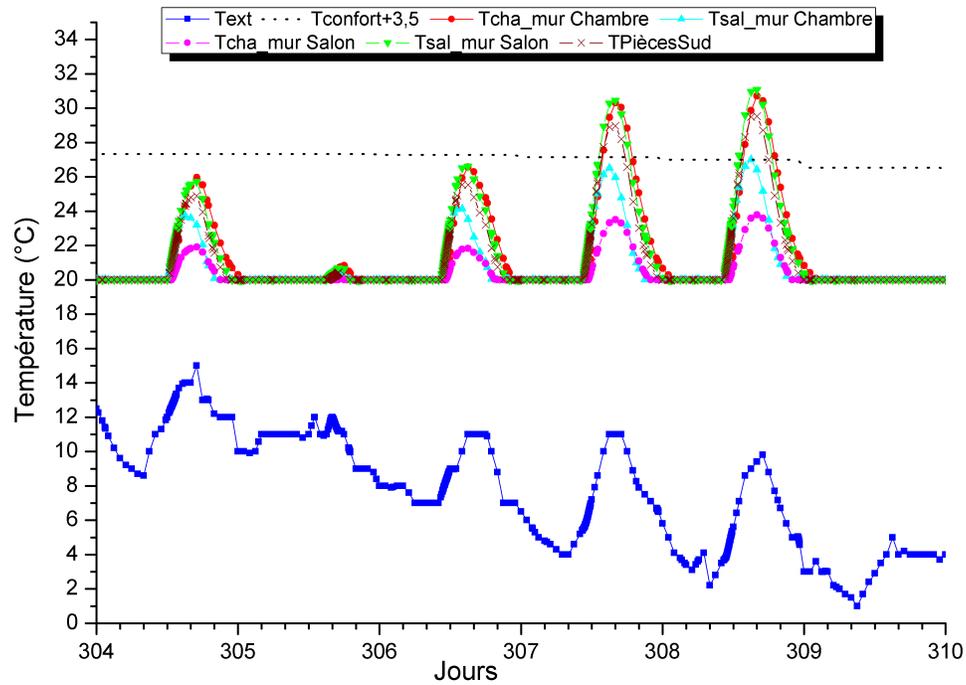


Figure 4.25 : Surchauffe dans les pièces en fonction du cas étudié

Tableau 4.10 : Inconfort pendant la période de chauffage en fonction du cas étudié.

	Mur solaire dans la chambre		Mur solaire dans le salon		Zones regroupées
	Chambre	Salon	Chambre	Salon	PiècesSud
nb d'heures > $T_{c_{max}}$ pendant la période de chauffage	220	44	4	175	108

$T_{c_{max}}$  : : température de confort + 3,5 °C

## 4.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons modélisé une maison individuelle divisée en trois zones thermiques. Les simulations thermiques dynamiques du bâtiment ont été réalisées sur la base de trois configurations :

- simulation de la maison sans mur solaire : configuration 1 ;
- simulation de la maison avec un mur Trombe composite sans MCP (soit en béton, soit en mortier) : configuration 2 ;
- simulation de la maison avec un mur Trombe composite avec MCP : configuration 3.

Nous avons pu constater que la mise en place d'un mur solaire composite, quelle que soit la configuration (béton, mortier avec ou sans MCP) permet de réduire les besoins de chauffage dans la chambre de l'ordre de 20 à 30% en fonction de la zone climatique. La mise en place de MCP dans le mortier a, par contre, un effet assez faible sur les besoins de chauffage (réduction de l'ordre de 2% comparé au mortier seul) mais on reste quand même très proche des besoins de chauffage avec la solution mur béton.

Pour un mur stockeur en mortier de 4 cm, les surchauffes générées dans la pièce qui contient le mur solaire sont très importantes. Elles le sont un peu moins si une circulation d'air est prévue entre les pièces de la maison. Cette constatation est valable aussi quand on intègre les microcapsules de MCP dans le mortier même si les variations de température sont un peu moindre. Le MCP intégré dans un mur de 4 cm n'entraîne pas un comportement thermique dans la chambre proche de celui du mur en béton de 15 cm.

Par ailleurs, il est intéressant de noter que, même si la température de consigne dans la pièce est réduite, le mur solaire conserve son potentiel de réduction des besoins de chauffage quelle que soit la zone climatique.

Cette étude a été réalisée en utilisant un MCP existant et non conçu pour cet usage spécifique. Il convient donc de ne pas tirer des conclusions trop hâtives sur l'efficacité du système proposé. Dans le chapitre suivant, nous allons, par la simulation, modifier les paramètres physiques et thermodynamiques du mur stockeur pour tenter de trouver un matériau qui réponde au mieux aux exigences en termes de besoins de chauffage et de confort toujours avec cet optique de remplacer le mur stockeur en béton par un mur plus léger permettant sa préfabrication.

# Chapitre 5

## Optimisation du mur

Dans le chapitre précédent, nous avons comparé le comportement d'un bâtiment équipé ou non d'un mur Trombe composite intégrant ou non un MCP dans le mur stockeur. Nous avons pu constater que la mise en œuvre du MCP n'avait pas d'effet très significatif sur la réduction des besoins de chauffage ou de l'inconfort. Le MCP que nous avons testé est un MCP commercial micro-encapsulé. Nous allons chercher dans ce chapitre à savoir si, en optimisant les propriétés de ce MCP, il serait possible d'obtenir de meilleures performances. Pour cela, nous allons chercher à optimiser 4 paramètres que sont la chaleur latente, la température de fusion du MCP et l'épaisseur et la conductivité thermique du mur stockeur. Avant d'entreprendre cette tâche d'optimisation à proprement parler, nous commencerons pas faire quelques études paramétriques qui permettront de mieux appréhender les phénomènes mis en jeu pour chacun de ces paramètres.

### 5.1 Études paramétriques

Avant de se lancer dans une optimisation des paramètres du mur solaire, nous allons chercher, dans un premier temps, à comprendre l'impact des principaux paramètres physiques du mur stockeur sur la performance du mur solaire à l'échelle du bâtiment. Les paramètres considérés ici se rapportent aux caractéristiques du MCP telles que la conductivité thermique ( $\lambda_{\text{mcp}}$ ) du matériau composite (mortier + MCP), la température de fusion  $TM_{\text{mcp}}$  et la chaleur latente  $LA_{\text{mcp}}$ . En outre, nous chercherons également à évaluer l'impact de l'épaisseur de la paroi stockeuse  $ep_{\text{mcp}}$ . Dans le tableau 5.1, nous vous présentons les valeurs que nous considérerons dans ces études paramétriques. Les bornes ont été choisies de façon à être physiquement envisageables une à une (toutes les combinaisons ne sont pas réalistes).

Notons que, s'agissant pour le moment d'une simple étude paramétrique, l'ensemble des autres paramètres physiques du mur solaire est maintenu à sa valeur de base utilisée dans la

configuration 3 du chapitre précédent.

Tableau 5.1 : Les consignes des variables numériques.

Variable	Description	Minimum	Base	Maximum	Pas
$LA_{mcp}$	Chaleur latente, J/kg	10000	17100	40000	1000
$TM_{mcp}$	Température de la fin de fusion, °C	18,8	25,8	55,8	1
$ep_{mcp}$	Épaisseur de la paroi stockeuse, m	0,04	0,04	0,15	0,01
$\lambda_{mcp}$	Conductivité thermique, W/m.K	0,2	0,622	1	0,05

## 5.1.1 Effet des paramètres du mur solaire sur les besoins de chauffage

### 5.1.1.1 Variation de la chaleur latente $LA_{mcp}$

La Figure 5.1 nous montre premièrement que pour la plage de variation de la chaleur latente choisie, les besoins de chauffage sont impactés de l'ordre de 1 kW.h/m<sup>2</sup>/an. On constate que plus la chaleur latente augmente, plus l'énergie fournie par le mur solaire pendant la période de chauffe diminue et, paradoxalement, plus les besoins de chauffage sont faibles. Pour bien comprendre ce qui se passe, il est nécessaire d'analyser plus finement l'effet de l'évolution de la chaleur latente sur la température intérieure et la puissance fournie par le mur solaire.

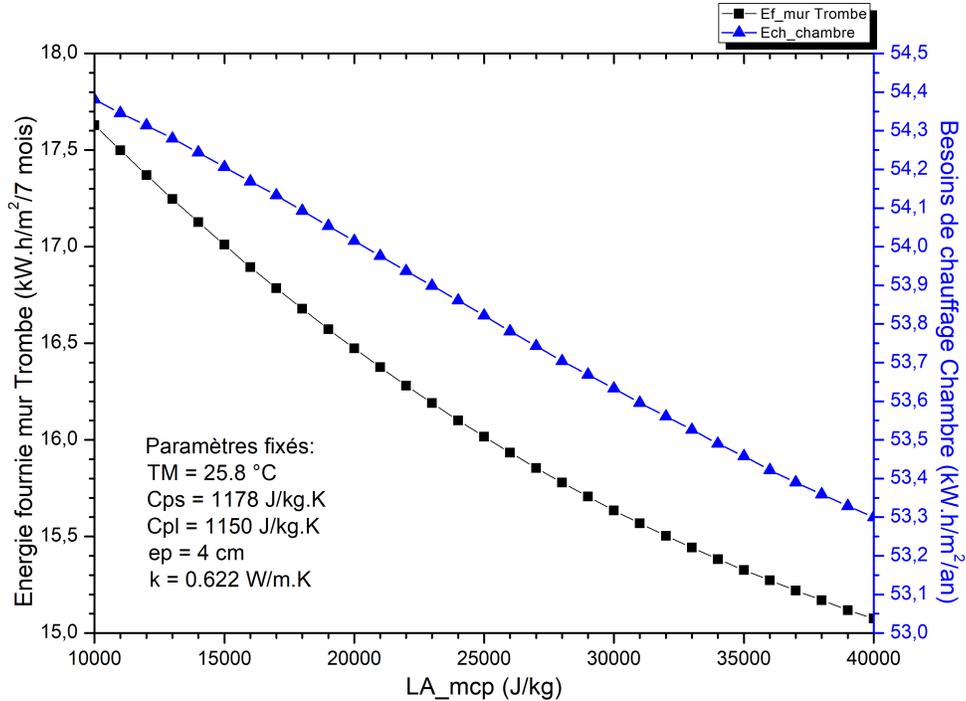


Figure 5.1 : Énergie fournie par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Jan-Avril, et 3 mois de Oct-Déc) et besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de la variation de la chaleur latente

La Figure 5.2 présente, pour trois valeurs de chaleur latente différentes, l'évolution de la puissance fournie par le mur Trombe composite et de la température intérieure de la pièce pour deux journées d'hiver. Le premier jour, on constate que dès que la puissance fournie par le mur solaire augmente, cela provoque une élévation de température dans la pièce au-dessus de la consigne (20 °C). Plus la chaleur latente est faible, plus la surchauffe est importante (allant jusqu'à 30 °C environ). On remarque par contre, qu'à partir du moment où la température intérieure redescend à la température de consigne (moment où le chauffage se remet en route et à peu près identique dans les trois cas), la puissance fournie par le mur solaire baisse rapidement pour le mur ayant la chaleur latente la plus faible jusqu'à descendre à zéro. Pour les murs ayant une chaleur latente plus importante, la puissance fournie pendant la nuit reste positive et décroît beaucoup moins rapidement. Le calcul de l'intégrale des trois courbes de puissance permet d'obtenir l'énergie fournie par le mur sur cette séquence de 2 jours.

Les résultats présentés dans le Tableau 5.2.

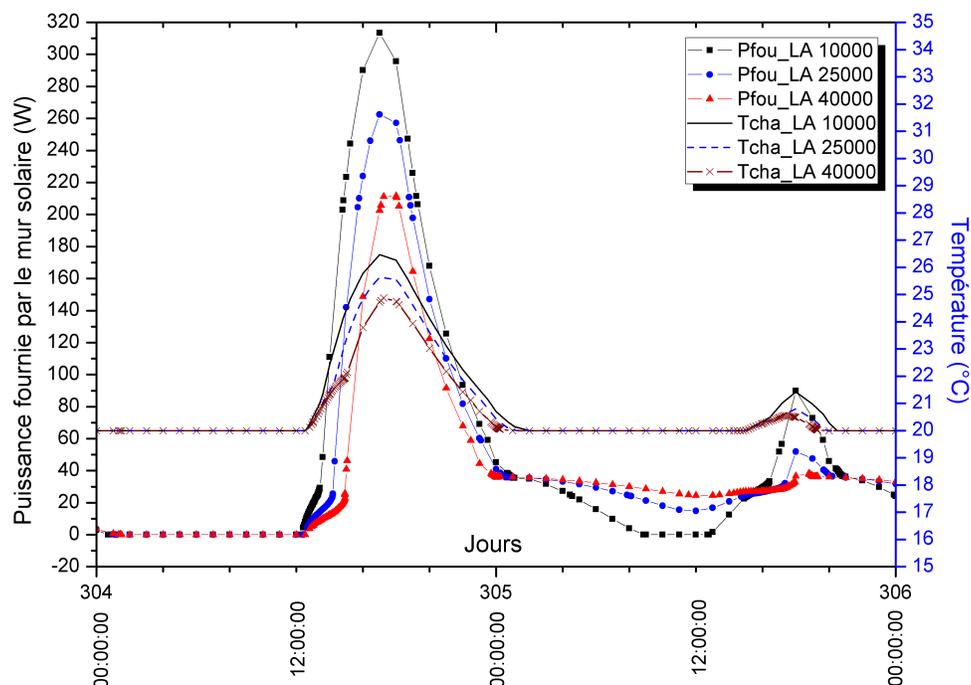


Figure 5.2 : Effet de la chaleur latente sur la puissance fournie par le mur solaire et la température de la pièce

Tableau 5.2 : Énergie fournie sur 2 jours (304 et 305) par le mur solaire en fonction de la chaleur latente.

$LA_{mcp}$ (J/kg)	E totale fournie sur 2 jours	E fournie sur la période chauffée des 2 jours
10000	2,60 kW.h	0,35 kW.h
25000	2,26 kW.h	0,52 kW.h
40000	1,89 kW.h	0,58 kW.h

La deuxième colonne de ce tableau montre que plus la chaleur latente est faible, plus l'énergie fournie par le mur Trombe est grande sur les deux jours considérés. Pourtant, si, au lieu d'intégrer la courbe de puissance sur tout l'intervalle, on l'intègre uniquement sur le moment où le chauffage fonctionne (puissance de chauffage non nulle), on constate l'inverse : plus la chaleur latente est élevée, plus l'énergie fournie est importante.

On retrouve donc bien le résultat suspecté : le mur Trombe composite avec une chaleur latente faible ne stocke ni ne déphase suffisamment les apports et de ce fait, chauffe la pièce lorsque cela n'est pas forcément nécessaire (en même temps que les apports solaires directs).

### 5.1.1.2 Variation de la température de fin de fusion $TM_{mcp}$

La Figure 5.3 montre l'influence de la variation de la température de changement de phase de 18,8-55,8 °C pour laquelle les besoins de chauffage ont une amplitude de variation d'environ 2 kW.h/m<sup>2</sup>/an. Quand la température de changement de phase augmente, on constate tout d'abord que la courbe de l'énergie fournie par le mur Trombe composite décroît (pour  $TM_{mcp}$  de 18,8 °C à 22,8 °C) puis croît (pour  $TM_{mcp}$  de 23,8 °C à 55,8 °C), tandis que la courbe de besoins de chauffage annuels commence par croître pour  $TM_{mcp}$  de 18,8 °C à 22,8 °C puis décroître pour  $TM_{mcp}$  de 23,8 °C à 30,8 °C et croître de nouveau pour  $TM_{mcp}$  de 30,8 °C à 55,8 °C.

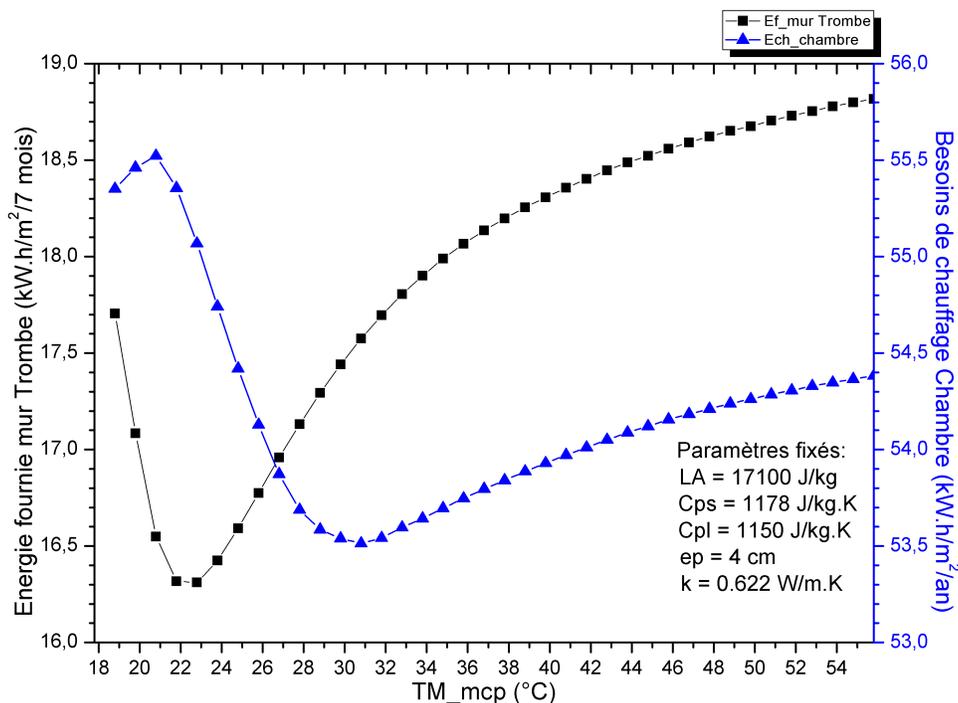


Figure 5.3 : Énergie fournie par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Jan-Avril, et 3 mois de Oct-Déc) et besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de la température de fusion

Pour tenter d'expliquer ce phénomène, 4 cas de température de changement de phase différents sont présentés sur la Figure 5.4.

On constate que la température au centre de la paroi stockeuse varie pour le premier jour présenté de 15 °C à 55 °C environ. Pour d'autres jours pendant la saison de chauffe, cette amplitude peut aller de 10 à 80 °C. On comprend donc que lorsque la température de changement de phase augmente, le changement de phase a lieu moins fréquemment et par conséquent les besoins de chauffage augmentent. On se retrouve dans le même paradoxe que pour le cas précédent (variation de la chaleur latente pour des valeurs de chaleur latente

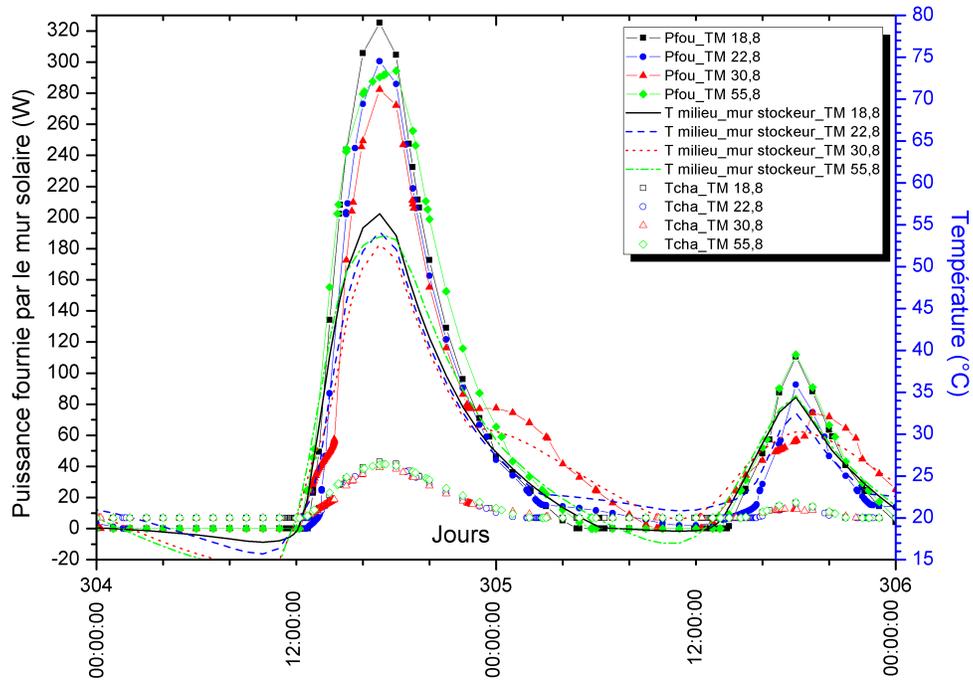


Figure 5.4 : Effet de la température de fusion sur la puissance fournie par le mur solaire, la température au centre du mur stockeur et la température de la pièce

faible). Les constatations sont identiques lorsque cette fois la température de fusion est trop faible, le changement de phase ne se fait plus suffisamment souvent. On remarque donc qu'un optimum est atteint pour une température de fusion de 30,8 °C.

La Figure 5.5 présente les amplitudes journalières de la variation de température au sein du mur stockeur au cours de l'année. Elle confirme l'intérêt d'avoir une température de fusion ni trop basse, ni trop haute.

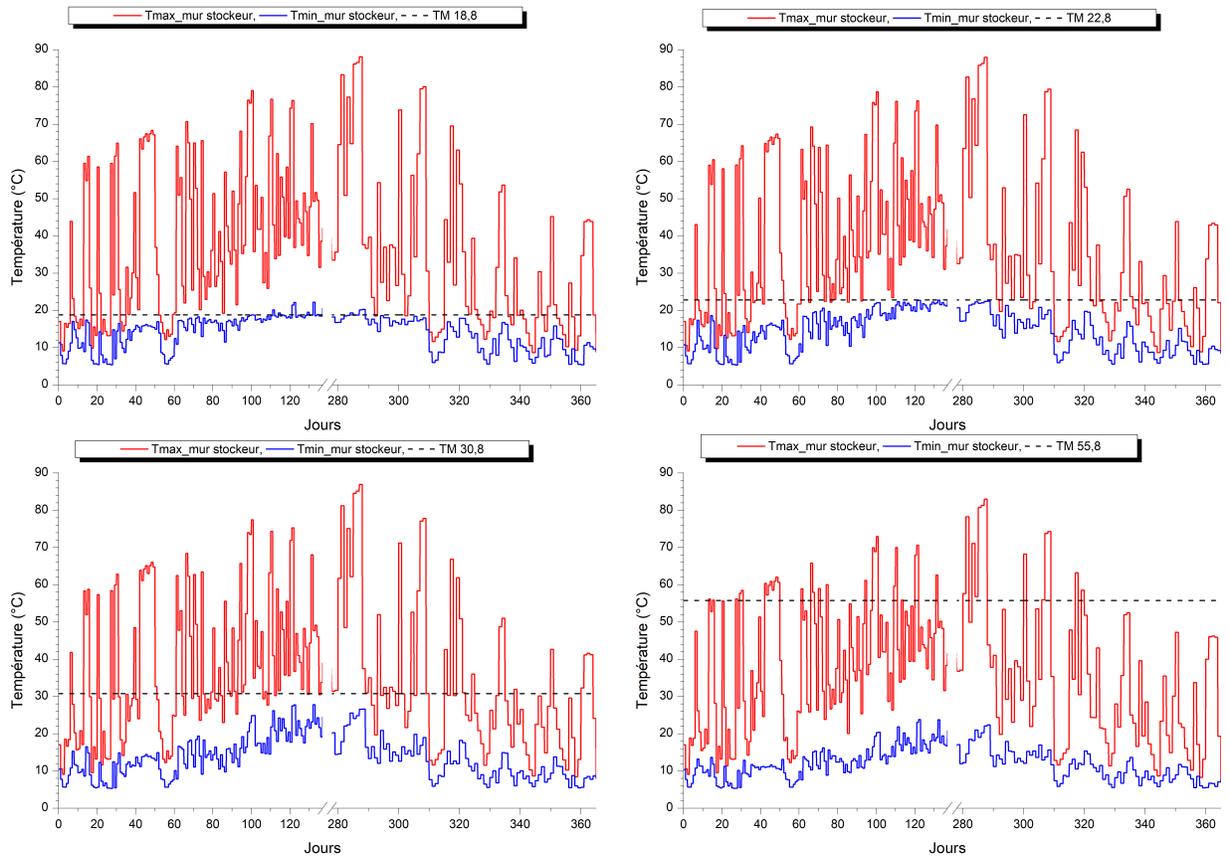


Figure 5.5 : Amplitudes journalières de variation de la température au milieu du mur stockeur en fonction de la température de changement de phase au long d'une année.

### 5.1.1.3 Variation de l'épaisseur de la paroi stockeuse $ep\_mcp$

La Figure 5.6 nous montre que l'énergie fournie par le mur solaire décroît lorsque l'épaisseur du mur stockeur augmente de 4 cm à 15 cm, tandis que la courbe de besoins de chauffage annuels commence par décroître de 4 cm à 12 cm et puis croît de 12 cm à 15 cm. Notons que le minimum de la courbe atteint entre 10 et 15 cm est assez plat et que la variation des besoins de chauffage est d'environ 1,5 kW.h/(m<sup>2</sup>.an) sur la plage de variation totale.

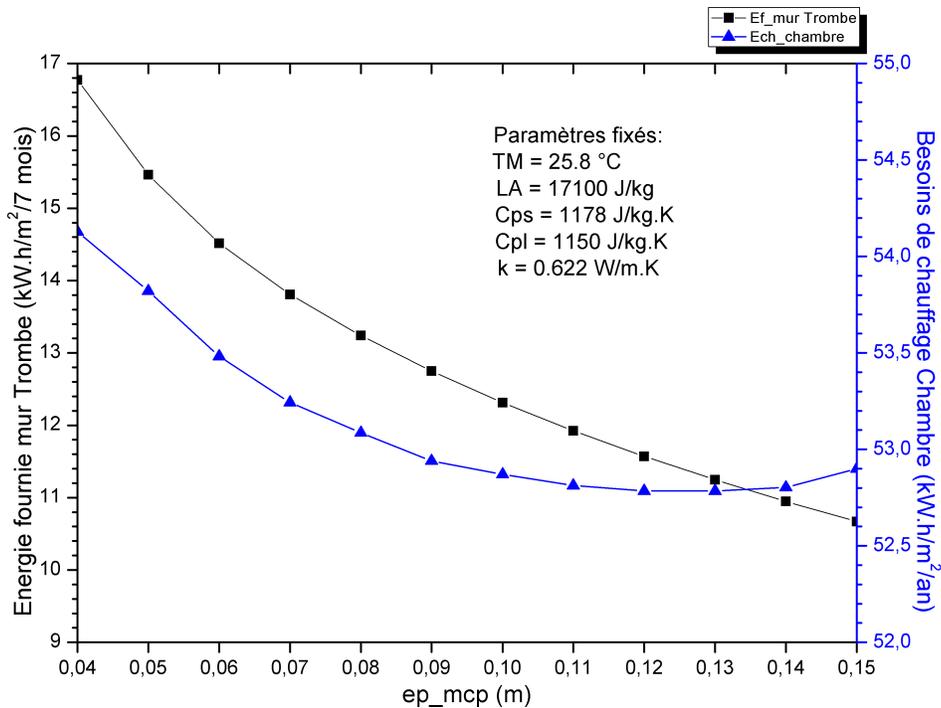


Figure 5.6 : Les énergies fournies par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Janvier à Avril et 3 mois d'Octobre à Décembre) et les besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de l'épaisseur de la paroi stockeuse

La Figure 5.7 présente, pour trois valeurs de l'épaisseur différentes, l'évolution de la puissance fournie par le mur solaire et de la température intérieure de la pièce pour deux journées de début d'hiver. Sur cette figure, on remarque que la paroi stockeuse de 12 cm permet de stocker et de restituer l'énergie aux meilleurs moments.

On constate que lorsque l'épaisseur du mur stockeur diminue, l'énergie fournie par le mur solaire croît tout comme la température intérieure. Les puissances, pour les épaisseurs 12 cm et 15 cm, sont beaucoup plus faibles que celle pour 4 cm, alors que les températures intérieures de la chambre sont également diminuées. De même pour la variation de la chaleur latente, on remarque que la puissance pour une épaisseur de 4 cm diminue rapidement et que la température de la pièce décroît vers la température de consigne. A l'inverse, pour une épaisseur plus importante, l'énergie fournie par le mur Trombe composite reste positive

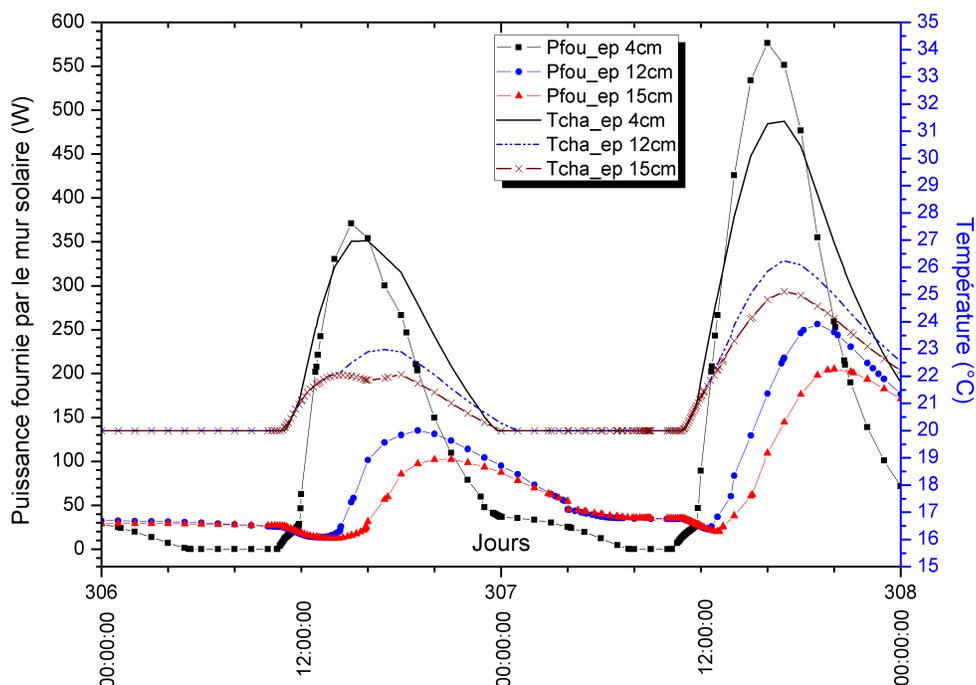


Figure 5.7 : Effet de l'épaisseur sur la puissance fournie par le mur solaire et la température de la pièce

pendant la période chauffée. Le tableau 5.3 ci-dessous présente les résultats de l'intégration des énergies fournies par le mur solaire lorsque l'énergie est fournie aux moments où la température de la pièce est au-dessus de la température de consigne et aux moments où le chauffage est nécessaire.

Tableau 5.3 : Énergie fournie sur 2 jours (306 et 307) par le mur solaire en fonction de l'épaisseur.

$ep_{mcp}$ (cm)	E fournie totale sur 2 jours	E fournie période chauffée sur 2 jours
4	6,791 kW.h	0,282 kW.h
12	4,251 kW.h	0,837 kW.h
15	3,393 kW.h	0,818 kW.h

On constate par ces résultats que c'est pour une épaisseur de 12 cm que l'énergie fournie par le mur Trombe composite est restituée au mieux pendant la période où les besoins de chauffage sont nécessaires.

#### 5.1.1.4 Variation de la conductivité thermique $k_{mcp}$

On remarque sur la Figure 5.8 que l'impact de la conductivité sur les besoins de chauffage dans la plage étudiée est de l'ordre de  $1 \text{ kW.h/m}^2.\text{an}$ . On constate également que lorsque la conductivité thermique  $\lambda_{mcp}$  augmente, l'énergie fournie par le mur Trombe croît et dans le même temps le besoin de chauffage décroît.

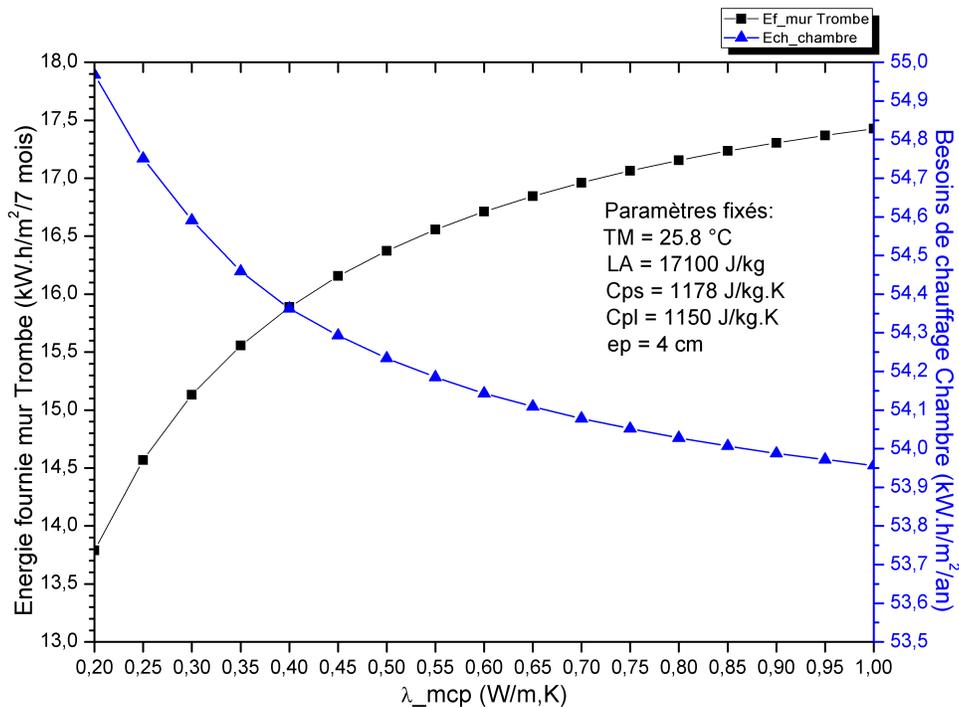


Figure 5.8 : Énergie fournie par le mur Trombe composite pendant la saison froide (4 mois de Jan-Avril, et 3 mois de Oct-Déc) et besoins de chauffage annuels dans la chambre en fonction de la conductivité thermique

La Figure 5.9 montre la croissance de l'énergie fournie par le mur Trombe et la température de la pièce lorsque la conductivité thermique augmente de 0,222 à 1,022 W/(m.K). Pour la période chauffée, l'énergie fournie par le mur Trombe composite montre une faible variation.

La variation de la conductivité thermique impacte beaucoup moins sur le déphasage entre la température intérieure et la puissance de chauffage que les paramètres précédemment étudiés. Elle influe plutôt sur l'amplitude de ces variables. L'augmentation de la conductivité favorise le transfert direct de l'énergie vers le local et de ce fait l'énergie fournie par le mur solaire.

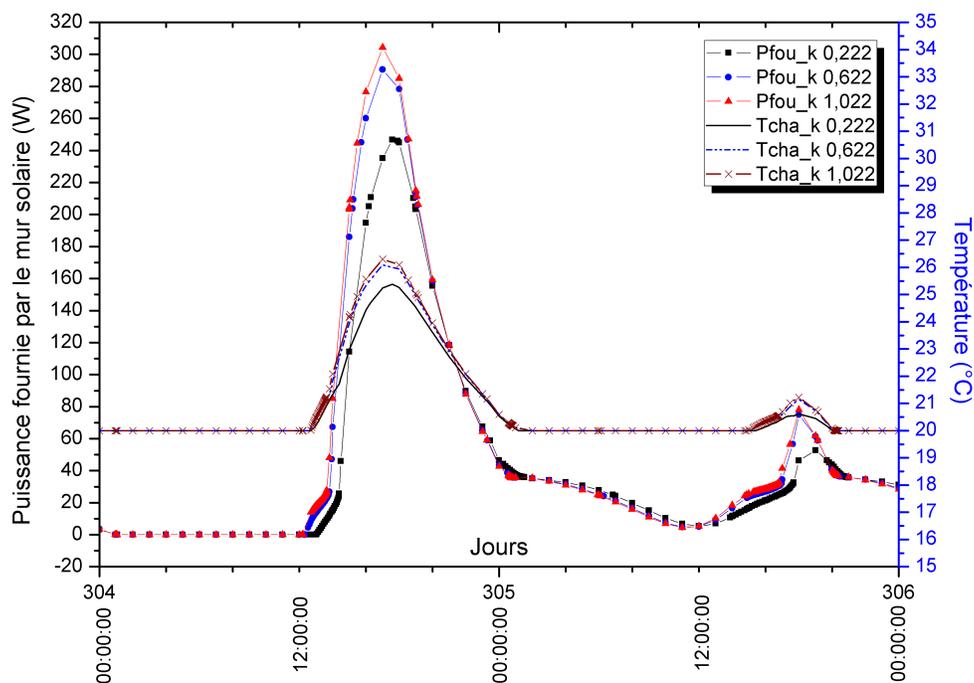


Figure 5.9 : Effet de la conductivité thermique sur la puissance fournie par le mur solaire et la température de la pièce

### 5.1.2 Effet des paramètres du mur solaire sur le confort du bâtiment en hiver

Pour évaluer le confort dans le bâtiment, nous utiliserons de nouveau ici les critères d'observation du confort définis dans le paragraphe 4.2 du chapitre précédent, c'est à dire la notion de confort adaptatif. Les plages de variation et les variables étudiées sont les mêmes que précédemment (voir tableau 5.1).

Les Figures 5.10 à 5.13 présentent l'évolution du confort dans la chambre en fonction de chacun des paramètres. L'évolution des besoins de chauffage présenté aux paragraphes précédents y est reprise pour mémoire. Dans la simulation de base, le nombre d'heures d'inconfort (nombre d'heures où la température est supérieure la température de confort +3,5 °C) était de 220 h sur toute la période de chauffe.

On peut voir que l'augmentation de la chaleur latente dans la plage étudiée entraine une baisse du nombre d'heures d'inconfort d'environ 40 h. Comme nous l'avions vu à la Figure 5.2, plus la chaleur latente est importante, moins les pics de température observés dans la pièce sont élevés, ce qui explique la baisse de l'inconfort.

Concernant la température de fusion, on constate qu'elle a, elle aussi, un effet important sur la plage étudiée (environ 40h également). Contrairement à la chaleur latente, la courbe

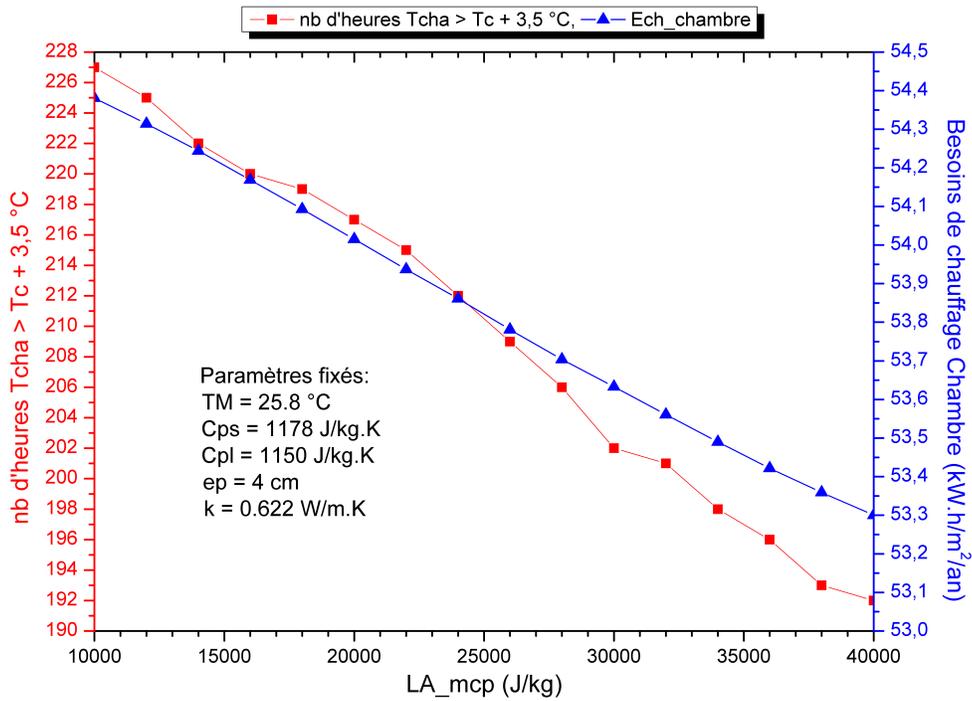


Figure 5.10 : Évolution du confort dans la chambre en fonction de la chaleur latente

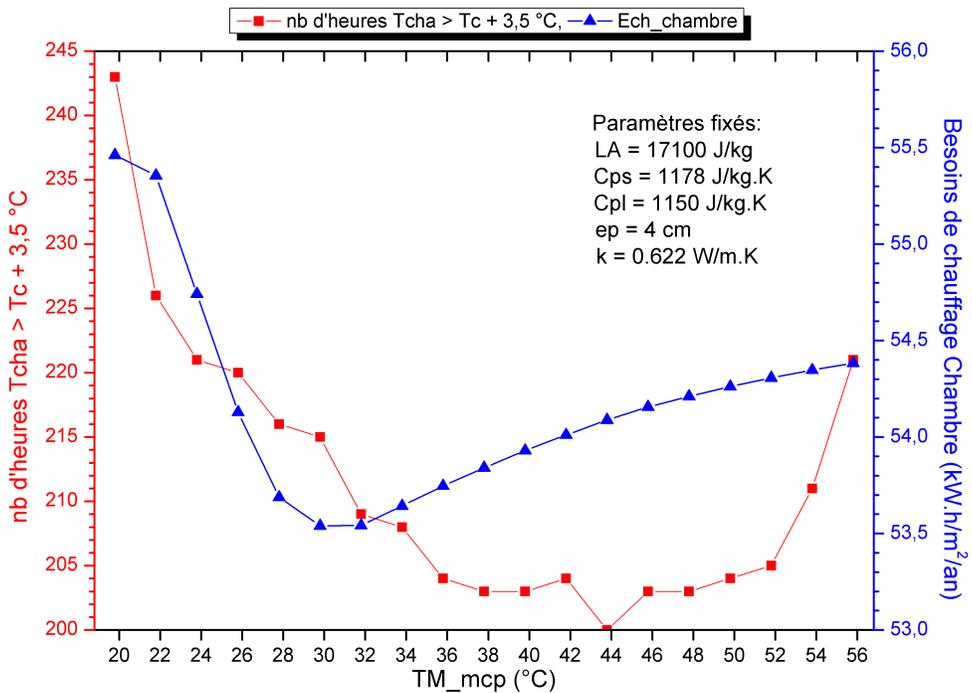


Figure 5.11 : Évolution du confort dans la chambre en fonction de la température de fusion

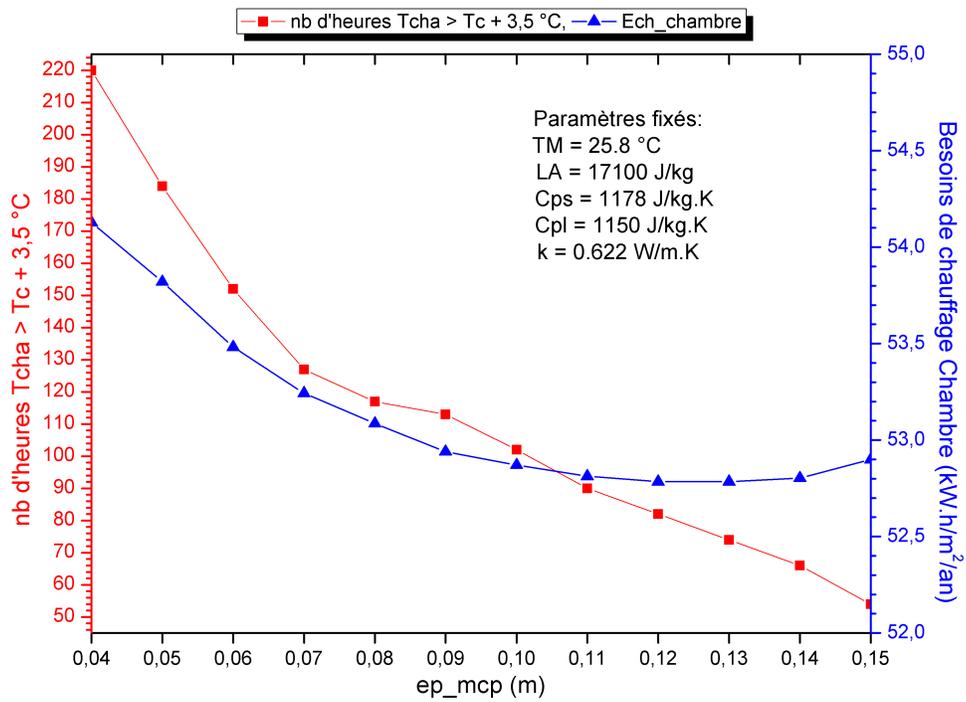


Figure 5.12 : Évolution du confort dans la chambre en fonction de l'épaisseur

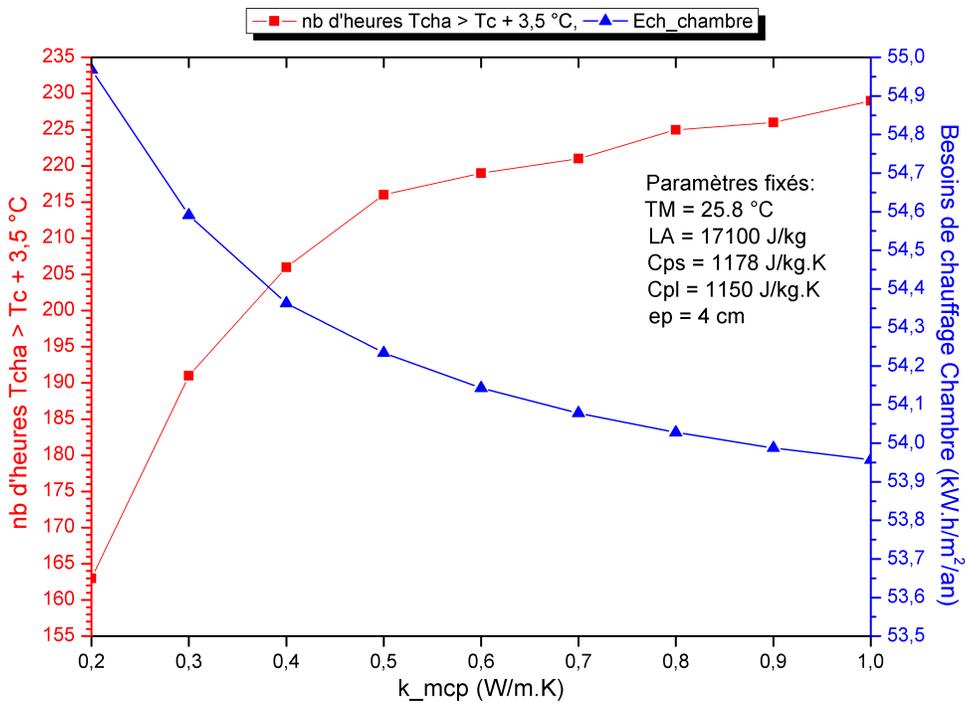


Figure 5.13 : Évolution du confort dans la chambre en fonction de la conductivité thermique

présente un minimum. Il est atteint pour une température d'environ 44 °C alors que les besoins de chauffage présentaient un minimum à 32 °C. On remarque aussi qu'entre 35 °C et 52 °C, la variation est très faible. Comme pour les besoins de chauffage, pour une température de fusion trop basse ou trop haute, le changement de phase au sein du mur stockeur ne se produit pas (voir Figure 5.4). On comprend également le fait que le minimum soit atteint pour une température plus haute pour le critère de confort car les jours où l'inconfort survient dans la pièce, la température dans le mur stockeur est très haute (de l'ordre de 50 à 80 °C).

L'épaisseur du mur stockeur, quant à elle, semble être le paramètre le plus influent dans les plages de variations définies. Entre 4 cm et 15 cm, on passe d'un nombre d'heures d'inconfort de 220 h à 50 h. Plus elle augmente, plus le nombre d'heures d'inconfort diminue. Ce résultat est cohérent avec ce qui avait été observé dans la Figure 5.7 où l'on pouvait voir que, plus le mur stockeur est épais, plus les apports solaires sont amortis et déphasés engendrant une fluctuation de la température plus faible dans la chambre.

Enfin, la conductivité thermique sur la plage spécifiée fait varier le nombre d'heures d'inconfort de 163 h à 229 h. Plus elle augmente et plus le nombre d'heures d'inconfort augmente. En effet, quand la conductivité augmente, le transfert est privilégié par rapport au stockage. On a donc une inertie apparente du mur plus faible, un transfert d'énergie au même moment que les apports solaires directs et de ce fait un inconfort plus conséquent.

## 5.2 Optimisation des paramètres du mur stockeur

L'étude paramétrique présentée ci-dessus ne nous permet pas d'obtenir le jeu de paramètres donnant le minimum des besoins de chauffage ou le meilleur confort à l'intérieur de la chambre de la maison individuelle car l'optimisation de chaque paramètre est obtenue en fixant les autres. Dans la cette section, nous allons utiliser une méthode d'optimisation pour exécuter le modèle étudié en faisant varier simultanément les quatre paramètres et se placer donc sur une étude globale du périmètre et non plus une étude locale.

### 5.2.1 Méthode d'optimisation

Pour cela, nous utiliserons de nouveau le logiciel GenOpt qui a été présenté dans le chapitre 2 où il servait à faire la caractérisation de la paroi stockeuse. Cette fois, nous nous en servons pour faire varier les paramètres du modèle de manière à obtenir les besoins de chauffage les plus faibles ou le meilleur indice de confort. Pour rappel, la méthode d'optimisation utilisée est une méthode de descente non linéaire appelée « Generalized Pattern Search » à points initiaux multiples qui permet de traiter l'optimisation de systèmes non linéaires et

non continus. Après une première optimisation pour laquelle on fixe les paramètres initiaux, plusieurs autres valeurs initiales pour les paramètres sont choisies aléatoirement afin d'éviter les minimums locaux (voir Figure 5.14).

Ici, trois optimisations sont réalisées indépendamment :

- Optimisation des besoins de chauffage
- Optimisation du confort dans la pièce
- Optimisation simultanée des besoins de chauffage et du confort

Pour chacune de ces optimisations, seule la fonction objectif est différente.

### 5.2.2 Optimisation des besoins de chauffage

Pour réduire les temps de calcul, les besoins de chauffage sur les 4 premiers mois de l'année (et non sur l'année entière) seront utilisés comme fonction objectif. Notons qu'une optimisation avec les besoins de chauffage sur toute l'année a été testée avec un seul point initial (pour réduire les temps de calcul) et que le résultat obtenu est sensiblement le même qu'avec 4 mois. De même, les calculs sur les 3 derniers mois de l'année donnent des résultats similaires et sont disponibles en annexe H.

La Figure 5.14 et le Tableau 5.4 nous montrent les résultats de l'optimisation pour le climat de Paris. On peut voir que quel que soit le jeu de points initiaux choisis par GenOpt, le résultat final de l'optimisation est le même. On peut donc espérer que l'algorithme n'a pas été piégé dans un minimum local.

On peut voir également que les paramètres de chaleur latente et de conductivité du mur stockeur atteignent la borne supérieure qui leur avait été assignée, ce qui signifie que le jeu de paramètres trouvé ici est dépendant du paramétrage de la méthode. On ne peut donc pas dire que l'optimum a réellement été trouvé car il n'y a en fait sûrement pas d'optimum (physiquement réaliste). Plus la chaleur latente et la conductivité augmentent, plus les besoins de chauffage sont faibles. On retrouve donc ici le même résultat que pour l'étude paramétrique présentée précédemment. Par-contre, une valeur de 9 cm pour l'épaisseur et de 31,5 °C pour la température de fusion est obtenue entre les bornes définies ici. La température de fusion obtenue est du même ordre de grandeur que celle déterminée par l'étude paramétrique.

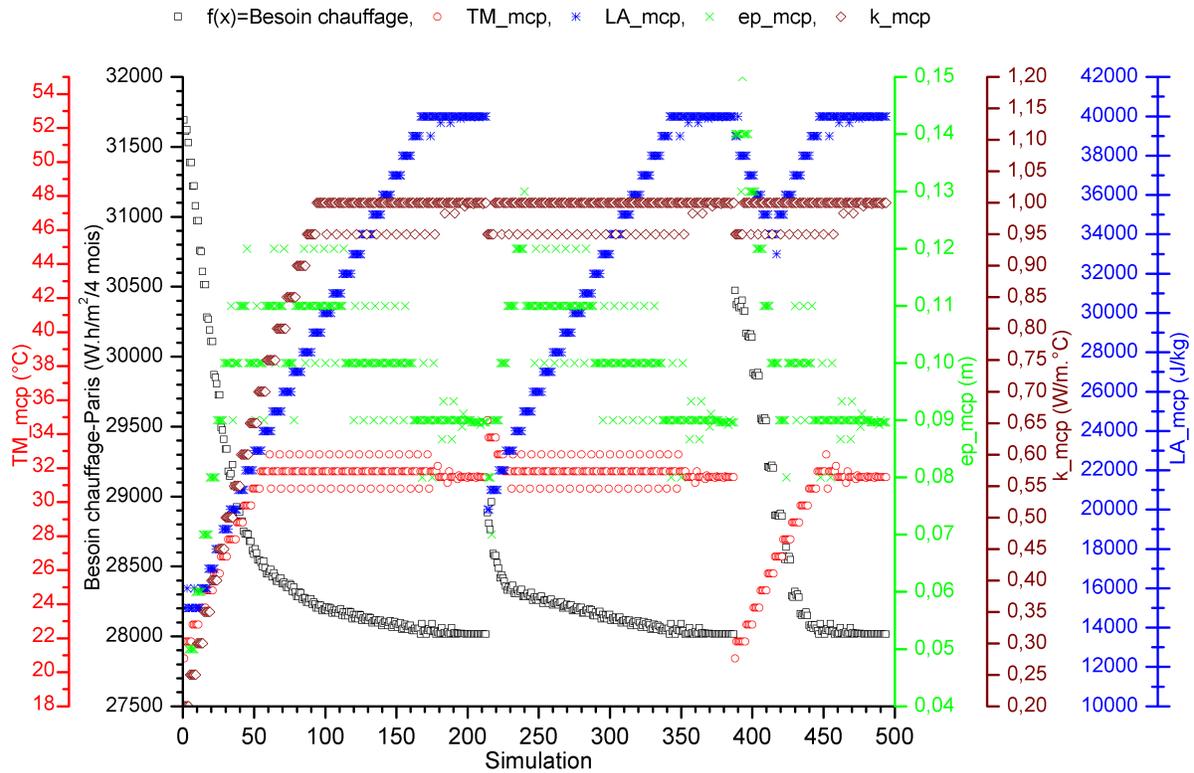


Figure 5.14 : Optimisation totale des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly

Tableau 5.4 : Comparaison des besoins de chauffage pour quatre mois de la région de Paris-Orly par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ).

Numéro du calcul		$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /4 mois
1	valeur initiale	20.8	15000	4	0,22	31,69
	valeur optimale	31.5	40000*	9	1*	28,02
2	valeur initiale	34.8	20000	8	0,95	28,88
	valeur optimale	31.5	40000*	9	1*	28,02
3	valeur initiale	20.8	39000	14	0,95	30,47
	valeur optimale	31.5	40000*	9	1*	28,02

\* : la borne supérieure est atteinte pour le paramètre

Le Tableau 5.5 présente les valeurs optimales trouvées pour 3 conditions météorologiques différentes. On constate que plus la zone climatique est "chaude", plus la température de fusion doit être élevée et plus l'épaisseur augmente.

Tableau 5.5 : Comparaison des valeurs optimales pour 3 météos différentes (optimisation sur les besoins).

	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /4 mois
Paris	31,5	40000*	9,0	1,00*	28,02
Lyon	32,9	40000*	10	1,00*	24,10
Nice	32,8	40000*	15	1,00*	2,23

\* : la borne supérieure est atteinte pour le paramètre

On peut maintenant comparer les résultats de simulation avant et après optimisation des besoins de chauffage. C'est ce qui est fait dans le tableau 5.6. On remarque que l'optimisation du MCP a entraîné une baisse des besoins de chauffage de 5% environ (3 kW.h/m<sup>2</sup>/an) par rapport à la paroi stockeuse non optimisés. Si on compare avec le cas d'un mur Trombe composite en béton, on voit que le gain est à peu près le même (5%). On voit aussi que l'optimisation des besoins de chauffage a entraîné une baisse de l'inconfort. Le nombre d'heures au-dessus de la température d'inconfort est passé de 170 h à 84 h.

Sur les Figures 5.15 et 5.16, on peut voir que l'optimisation du MCP a conduit à un changement radical du comportement du mur qui se rapproche maintenant plus de celui avec un mur stockeur en béton.

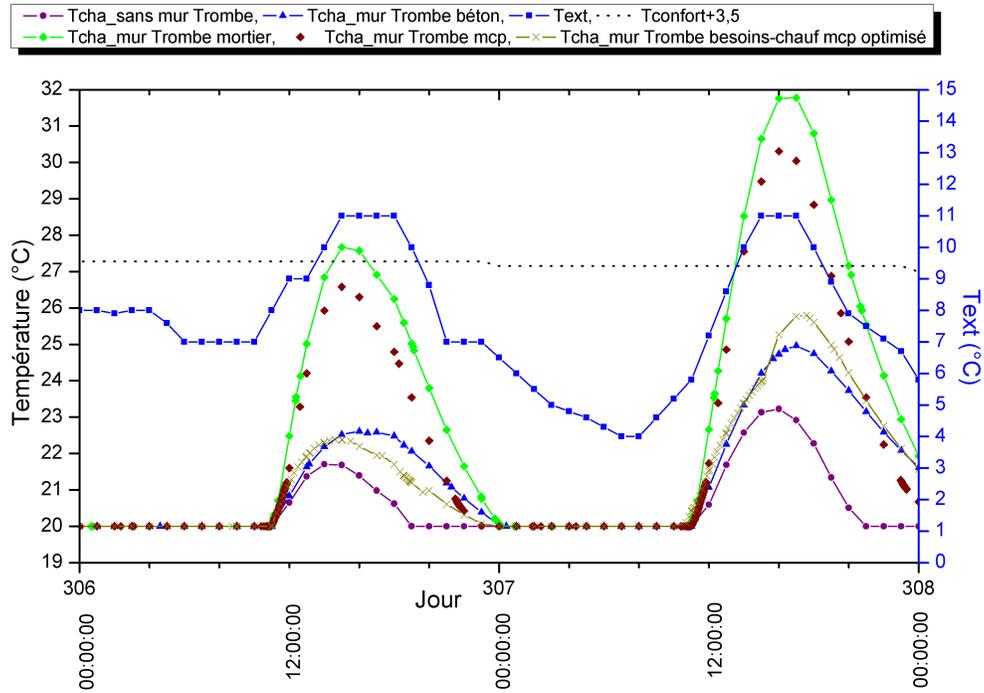


Figure 5.15 : Température dans la chambre pour le mur optimisé sur les besoins de chauffage (comparaison avec les autres configurations)

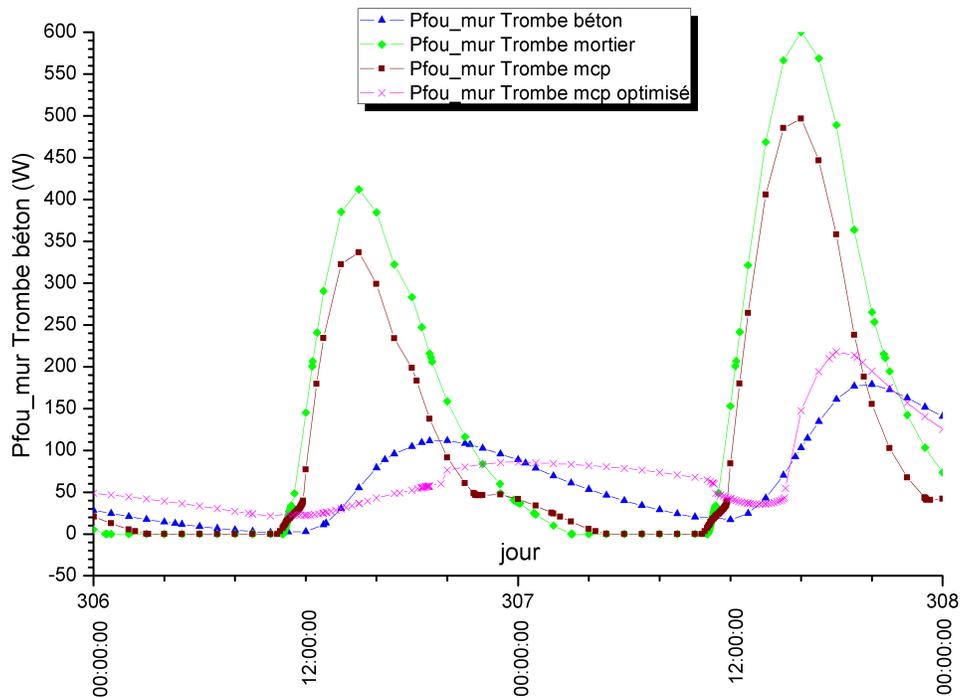


Figure 5.16 : Puissance fournie par le mur Trombe pour le mur optimisé sur les besoins de chauffage (comparaison avec les autres configurations)

Le Tableau 5.6 présente également les résultats de l'optimisation réalisée pour les climats de Nice et de Lyon. Là aussi l'ordre de grandeur de la baisse des besoins de chauffage est la même (3 kW.h/m<sup>2</sup>/an pour Lyon et 4 kW.h/m<sup>2</sup>/an pour Nice) et l'inconfort est réduit sans qu'il n'entre en compte dans la fonction objectif. Nous allons étudier maintenant ce que nous donne l'optimisation sur le confort.

Tableau 5.6 : Comparaison des performances du mur avant et après optimisation sur les besoins de chauffage.

	Cas d'étude	nb d'heures d'inconfort (h/an)	E fournie sur la saison froide (kW.h/m <sup>2</sup> /an)	Besoin chauffage (kW.h/m <sup>2</sup> /an)
Paris-Orly	configuration 1	0	–	66,07
	configuration 2a	35	13,48	53,05
	configuration 2b	262	24,18	54,60
	configuration 3	170	18,68	53,42
	mur mcp optimisé (chauffage)	84	18,96	50,66
Lyon	configuration 1	0	–	61,24
	configuration 2a	112	22,25	47,97
	configuration 2b	399	28,73	49,44
	configuration 3	362	26,73	48,99
	mur mcp optimisé (chauffage)	150	23,03	46,46
Nice	configuration 1	0	–	21,07
	configuration 2a	525	45,70	6,14
	configuration 2b	1082	52,30	9,47
	configuration 3	1031	50,50	8,64
	mur mcp optimisé (chauffage)	496	44,70	4,29

### 5.2.3 Optimisation du confort

On considère maintenant comme fonction objectif le nombre d’heures au-dessus de la température d’inconfort (tel que défini dans le paragraphe 4.2). Comme pour les besoins de chauffage, les simulations sont faites pendant les 4 premiers mois de l’année pour réduire les temps de calcul.

Tableau 5.7 : Comparaison des valeurs optimales pour 3 météos différentes (optimisation sur le confort).

	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /4 mois	nb heures inconfort h/4 mois
Paris	32,8	40000*	15*	0,4	29,46	0
Lyon	35,2	39889**	15*	0,2	26,36	6,7
Nice	35,9	39963**	15*	0,2	3,44	11

\* : la borne supérieure est atteinte pour le paramètre

\*\* : la borne supérieure est presque atteinte pour le paramètre (voir explication dans le texte)

Le Tableau 5.7 présente les résultats de cette optimisation du confort pour 3 météos différentes. On remarque premièrement que la chaleur latente atteint sa borne supérieure pour la météo de Paris et qu’elle l’atteint presque pour les météos de Lyon et de Nice. C’est en fait ici un défaut de la méthode d’optimisation qui ressort. En effet, une fois que la méthode a trouvé une valeur optimale, elle teste quelques valeurs de part et d’autres de cette valeur optimale. Ici, la méthode avait abouti dans un premier temps sur la valeur de 40 000 J/kg et elle a testé une valeur un peu en dessous qui a donné une fonction objectif très légèrement plus faible (de quelques minutes). Si on prend un peu de recul et que l’on trace l’évolution de l’inconfort en faisant varier la chaleur latente sur une plage autour de 40 000 en laissant tous les autres paramètres constants (voir figure 5.17), on observe bien qu’aucun optimum n’est atteint et que la fonction l’inconfort continue à baisser quand la chaleur latente augmente. Pour la suite, nous considérerons donc dans nos interprétations que dans ces cas-là (notés par « \*\* » dans les tableaux) la borne supérieure est atteinte

On peut de plus noter que la fonction objectif définie ici, a atteint un minimum absolu pour la météo de Paris puisqu’on descend à un nombre d’heures d’inconfort nul. Il est donc probable que les valeurs des paramètres trouvées ne sont pas les seules à donner ce résultat. Il y a sans doute une infinité de solutions. Deuxième chose à remarquer, la chaleur latente et l’épaisseur atteignent la borne supérieure de l’intervalle qui leur avait été fixé. Comme précédemment, on ne pourra donc pas dire que l’optimum a été trouvé.

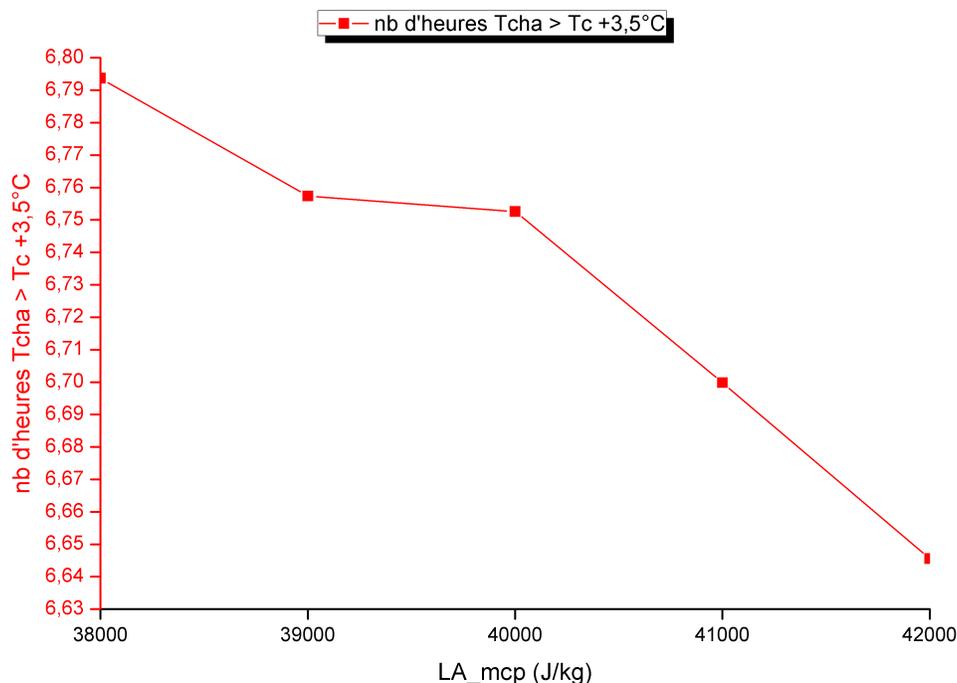


Figure 5.17 : Évolution du confort autour de la borne supérieure de la chaleur latente

Les résultats du tableau 5.7 montrent que l'augmentation de la chaleur latente favorise le confort tout comme elle favorisait la diminution des besoins de chauffage (voir paragraphe 5.2.2). De même, l'épaisseur a atteint la borne maximum (alors que ce n'était pas le cas pour l'optimisation sur les besoins de chauffage). On retrouve ici le résultat observé pour l'étude paramétrique présentée à la figure 5.12. Notons que dans le cas de l'optimisation sur les besoins de chauffage, l'épaisseur optimale trouvée n'était pas la valeur maximale de l'intervalle. Concernant la conductivité et la température de fusion, leurs valeurs optimales sont bien entre les bornes définies. On remarque, comme pour l'optimisation sur les besoins de chauffage, que plus le climat est chaud, plus la température de fusion optimale augmente. On obtient des températures de fusion allant de 32,8 °C à 35,9 °C.

La Figure 5.18 présente l'évolution de la température sur deux jours d'hiver pour le mur optimisé sur le confort. On note que, logiquement, la température est plus basse que dans le cas où le mur est optimisé à partir des besoins de chauffage en particulier sur le deuxième jour. On peut se dire que sur ce deuxième jour, la température de fusion n'a pas été dépassée dans ce cas dans le mur stockeur alors qu'elle l'avait été dans le cas précédent. Ceci est confirmé sur la figure 5.19 qui présente la température au sein du mur stockeur.

La Figure 5.20 montre que cette optimisation amène une inertie plus importante au mur avec un important lissage de la puissance de chauffe.

On peut voir dans le tableau également que les besoins de chauffage optimisés à partir

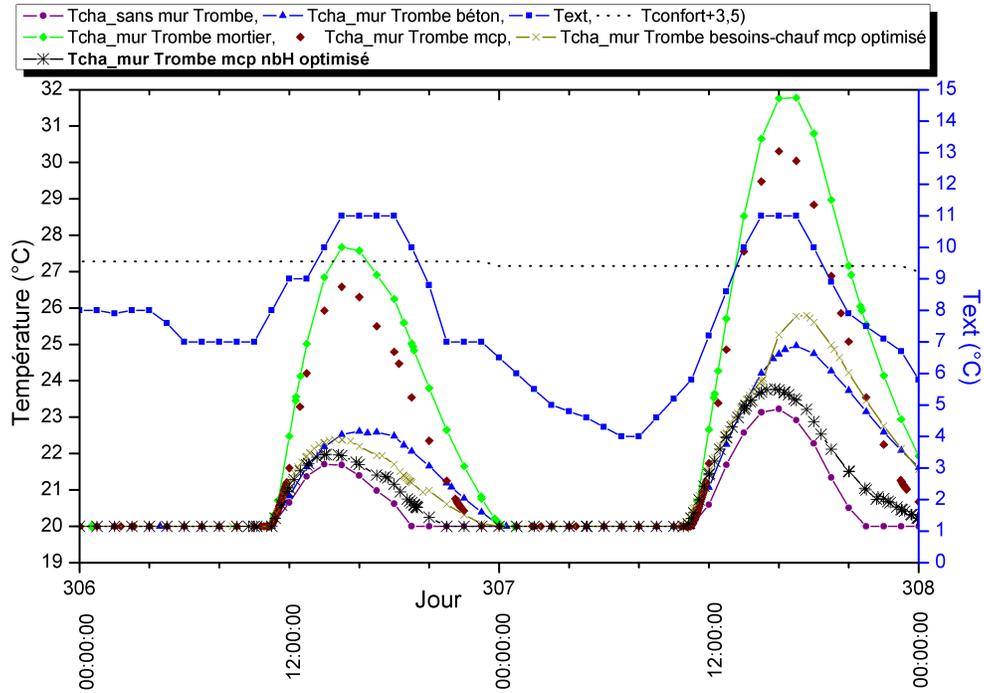


Figure 5.18 : Température dans la chambre pour le mur optimisé sur le confort (comparaison avec les autres configurations)

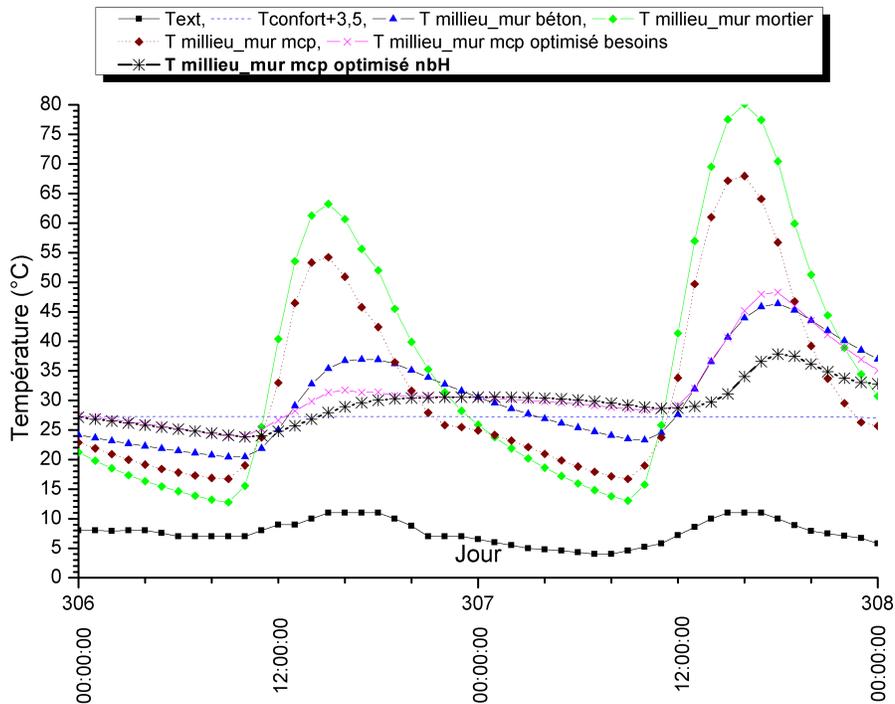


Figure 5.19 : Température dans le mur trombe pour le mur optimisé sur le confort (comparaison avec les autres configurations)

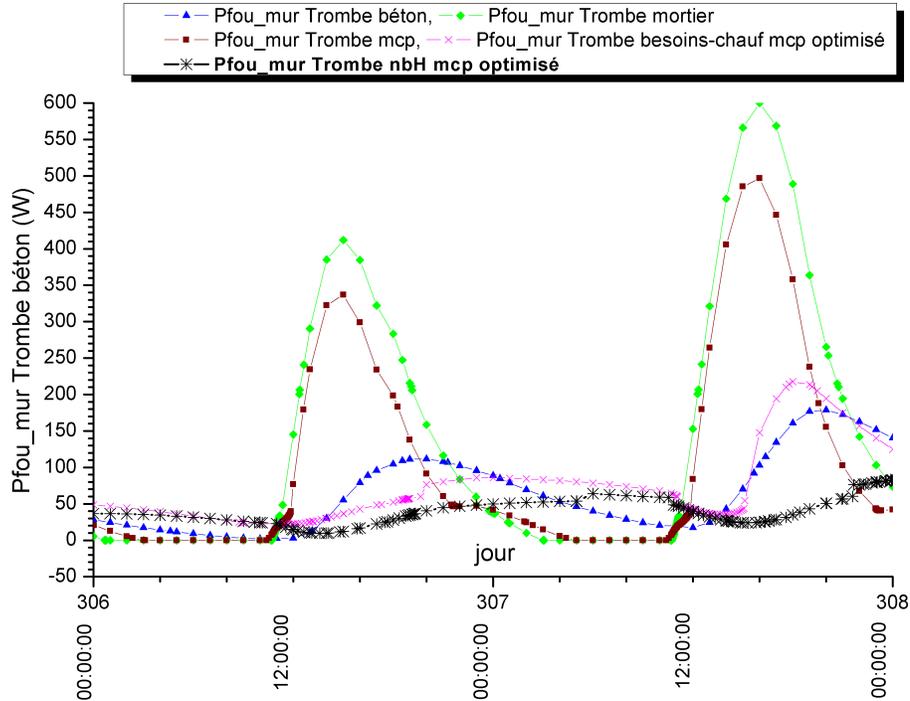


Figure 5.20 : Puissance fournie par le mur trombe pour le mur optimisé sur le confort (comparaison avec les autres configurations)

du critère de confort sont sensiblement identiques à ceux que l'on trouvait sans optimisation. On n'a donc pas réduit les besoins de chauffage.

## 5.2.4 Optimisation simultanée du confort et des besoins de chauffage

Pour pallier ce problème, une nouvelle optimisation est réalisée en prenant en compte à la fois les besoins de chauffage et le confort. Une nouvelle fonction objectif est donc définie en combinant ces deux indicateurs. Pour ce faire, la simulation de base sans optimisation est utilisée comme référence. On relève les besoins de chauffage et le nombre d'heures d'inconfort pour cette simulation qui nous serviront à normaliser les besoins de chauffage et le nombre d'heures d'inconfort pendant l'optimisation. La fonction objectif est donc la suivante :

$$\text{fonction objectif} = \frac{\text{nbHr} > \text{TInconfort}}{(\text{nbHr} > \text{TInconfort})_{\text{ref}}} + \frac{\text{besoins de chauffage}}{(\text{besoins de chauffage})_{\text{ref}}}$$

Cette méthode permet d'optimiser les deux critères à la fois, même si elle peut avoir des biais, les deux indicateurs ayant ici le même poids.

Le tableau 5.8 présente les principaux résultats de cette optimisation.

Tableau 5.8 : Comparaison des valeurs optimales pour 3 météos différentes (optimisation sur les besoins de chauffage et le confort).

	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$e_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /4 mois	nb heures inconfort h/4 mois
Paris	35,8	40000*	15*	0,733	28,57	0
Lyon	34,9	40000*	14,9**	0,2	26,33	7,2
Nice	36	39963**	15*	0,2	3,44	11,1

\* : la borne supérieure est atteinte pour le paramètre

\*\* : la borne supérieure est presque atteinte pour le paramètre (voir explication dans le texte)

Comme on pouvait s’y attendre, le résultat obtenu n’est pas un réel optimum car certains paramètres ont atteint les bornes qui leur avaient été assignées (comme pour l’optimisation précédente, il s’agit de la chaleur latente et de l’épaisseur).

Les températures de changement de phase obtenues sont sensiblement supérieures à celles qui avaient été trouvées pour les deux autres optimisation tandis qu’on retrouve des résultats similaires pour la conductivité si ce n’est pour la météo de Paris où une valeur très grande a été trouvée. Ceci est sûrement dû au fait qu’encore une fois, le critère de nombre d’heures d’inconfort a atteint une valeur nulle et qu’il existe sûrement de nombreuses valeurs de conductivité permettant d’atteindre ce critère.

Les Figures 5.21 à 5.23 présentent une actualisation des figures précédentes en ajoutant le nouveau cas optimisé avec les besoins et le confort. On note que le comportement du mur est proche de celui optimisé uniquement sur le confort, ce qui peut sans doute s’expliquer par le fait que réduire le temps d’inconfort semble atteignable plus facilement que réduire les besoins de chauffage. La variation des besoins de chauffage est assez faible (de l’ordre de 5 à 10%) alors que le nombre d’heures d’inconfort peut être complètement annulé.

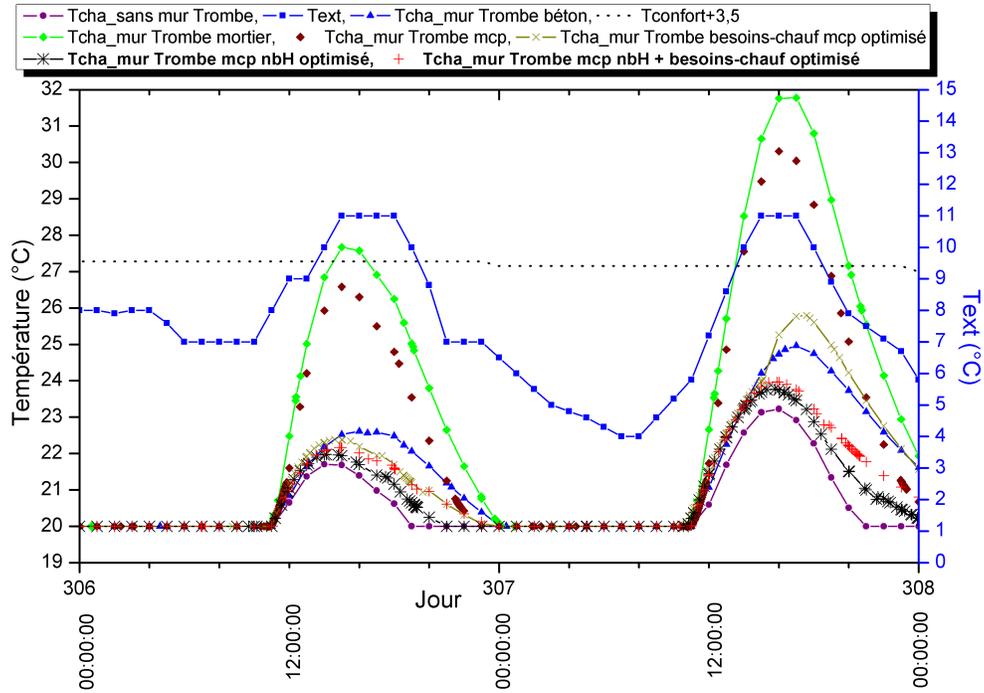


Figure 5.21 : Température dans la chambre pour le mur optimisé sur le confort et les besoins (comparaison avec les autres configurations)

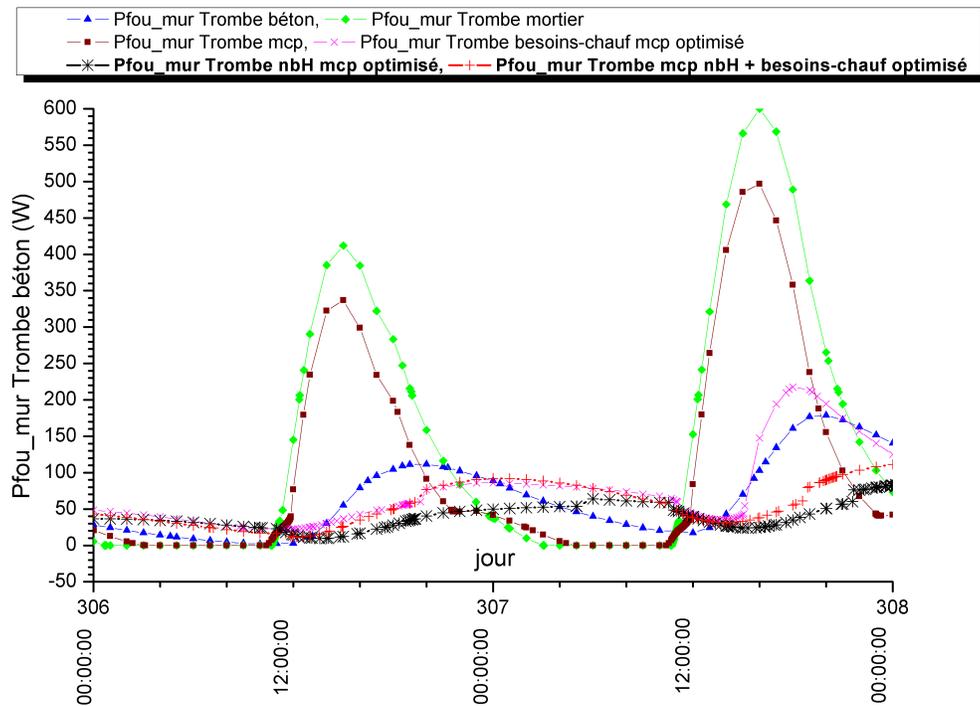


Figure 5.22 : Puissance fournie par le mur Trombe pour le mur optimisé sur le confort et les besoins (comparaison avec les autres configurations)

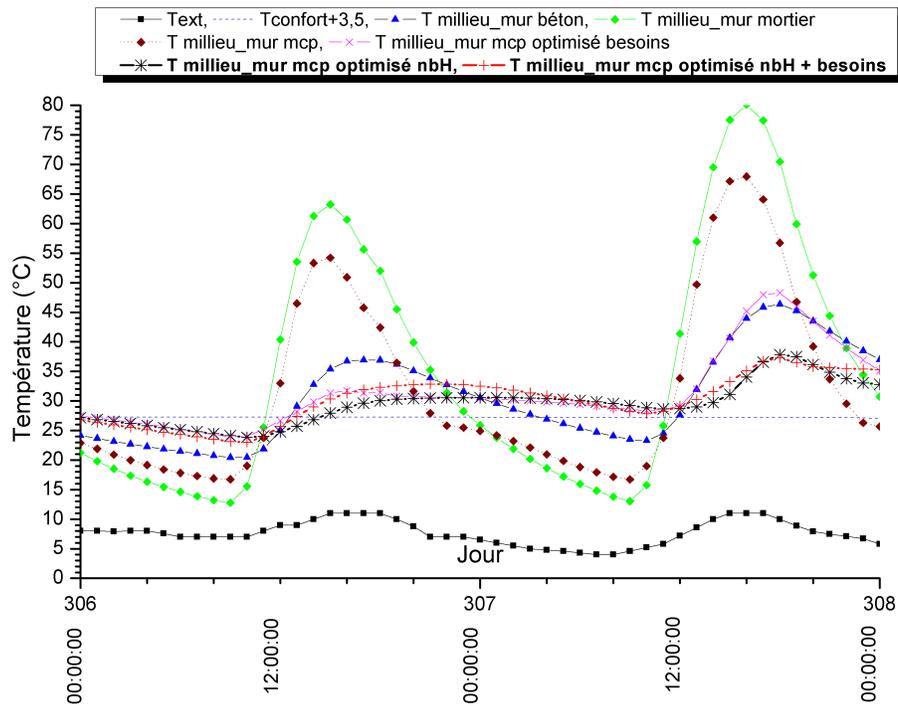


Figure 5.23 : Température dans le mur Trombe pour le mur optimisé sur le confort et les besoins (comparaison avec les autres configurations)

### 5.2.5 Conclusion

Après avoir réalisé des simulations en faisant varier quatre caractéristiques thermiques de la paroi stockeuse en MCP, nous avons pu voir indépendamment l'influence de ces paramètres. On constate que dans la plage de variation étudiée l'effet des paramètres étudiés sur les besoins de chauffage est limité (de l'ordre de 1 à 2 kW.h/m<sup>2</sup>/an). L'influence sur le confort dans la pièce est plus significative. On peut de plus constater, toujours sur la plage de variation étudiée que :

- Plus la **chaleur latente** est grande, plus les besoins de chauffage sont faibles et plus on améliore le confort dans la pièce ;
- Concernant la **température de fusion**, on trouve un minimum très plat autour de 31 °C pour les besoins de chauffage et de 44 °C pour l'inconfort ;
- Pour l'**épaisseur**, on trouve une valeur minimale de besoins de chauffage assez plate entre 11 et 14 cm mais plus l'épaisseur augmente et plus la pièce est confortable ;
- Plus la **conductivité** est grande plus les besoins de chauffage sont faibles et plus on dégrade le confort.

Les résultats présentés nous ont également permis de voir que le critère d'énergie fournie par le mur solaire est décorrélié des besoins de chauffage. En effet, selon les paramètres que l'on fait varier, ces deux critères peuvent soit évoluer dans le même sens soit de façon contraire. Il serait donc hasardeux de concevoir un mur solaire en optimisant ses caractéristiques par rapport à l'énergie totale fournie par le mur pendant la saison de chauffe.

Suite à ces études paramétriques, nous avons cherché à optimiser le comportement du mur tout d'abord par rapport à ses besoins de chauffage puis au confort et enfin par rapport aux deux critères ensemble. Les paramètres optimisés étaient la chaleur latente, la température de fusion, la conductivité et l'épaisseur du mur stockeur. Pour l'ensemble de ces optimisations, aucun optimum réel n'a été trouvé dans l'intervalle d'étude car un ou plusieurs des paramètres ont systématiquement atteint la borne supérieure de l'intervalle.

Il est toutefois possible de tirer des conclusions de ces études. Tout d'abord, plus la chaleur latente est importante, plus les besoins de chauffages sont faibles et plus le confort est bon, ce qui confirme les résultats de l'étude paramétrique. De la même manière pour les autres paramètres, on retrouve les mêmes conclusions que celles de l'étude paramétrique. La température de fusion optimale est plus haute pour les climats plus chauds. On peut également dire qu'elle est plus haute quand l'optimisation porte sur le confort (de 32,8 °C à 35,9 °C selon la météo) que quand elle porte sur les besoins (de 31,5 °C à 32,9 °C selon la météo).

# Conclusion

L'objectif de ce travail était de concevoir, fabriquer, caractériser et optimiser un mur solaire composite intégrant des MCP au sein de son mur stockeur afin, entre autres, de l'alléger pour permettre sa préfabrication.

Dans le chapitre 1, nous avons présenté le contexte général des murs solaires, présenté différentes voies de recherche qui ont pu être explorées par le passé et montré l'intérêt de ce type de composant pour les logements résidentiels dans la mesure où ils déphasent les apports solaires. Nous nous sommes ensuite intéressés à différents types de murs stockeurs existants en nous focalisant sur les technologies d'intégration de MCP dans ces murs stockeurs.

Dans le chapitre 2, la caractérisation d'un mur stockeur en mortier ciment intégrant des MCP micro-encapsulés a été réalisée par méthodes inverses. Un banc d'essai permettant de mesurer les flux de chaleur et les températures sur chaque face d'un échantillon (mortier ciment + MCP), sollicité par des cycles de température a été utilisé. Ces mesures ont été comparées aux résultats d'un modèle réalisé avec le logiciel Dymola/Modelica en utilisant des méthodes inverses à l'aide du logiciel GenOpt. Ceci a permis de déterminer les propriétés thermophysiques du mur stockeur et le modèle physique indispensable à une simulation numérique fiable du comportement thermique.

Dans le chapitre 3, le modèle numérique d'un mur Trombe composite intégrant la paroi stockeuse en MCP a été conçu à partir de composants issus des bibliothèques "Buildings [56]" et "IDEAS [57]" de Modelica et confronté à des mesures réalisées sur une maquette installée sur une façade de notre laboratoire. Ce mur Trombe composite à échelle réduite a été mis en place pour tester le dispositif en condition de fonctionnement et météorologique réelles. Les résultats de comparaison sont suffisamment satisfaisants pour que le modèle de mur solaire soit intégré à un modèle de simulation à l'échelle du bâtiment en vue d'évaluer ses performances énergétiques.

Dans le chapitre 4, un modèle de maison individuelle a été créé en utilisant la bibliothèque "Buildings [56]" de Modelica en se basant sur les plans d'une maison réelle construite dans le Pas-de-Calais et intégrant déjà un mur solaire composite (sans MCP). Différentes configurations ont été comparées (avec/sans mur trombe, avec/sans MCP, différentes météo et

différentes consignes de température). Les résultats ont permis de montrer que l'intégration d'un mur solaire permet de réduire de 20 à 30% les besoins de chauffage selon la configuration. La mise en place du MCP micro-encapsulé commercial dans le mortier n'a par contre pas montré une efficacité importante concernant la réduction des besoins de chauffage et de l'inconfort en hiver qui augmente significativement avec une paroi stockeuse fine. Il faut rappeler que le MCP utilisé n'avait pas été dimensionné/optimisé pour cette application.

C'est pourquoi, dans le chapitre 5, nous avons cherché à optimiser le mur stockeur. L'optimisation a porté sur la température de fusion, la conductivité thermique, la chaleur latente et l'épaisseur du mur. Nous avons d'abord étudié chacune de ces caractéristiques de façon indépendantes par des études paramétriques. La principale conclusion de ces études paramétriques était de constater que la puissance fournie par le mur solaire était découplée de la performance du mur solaire intégré dans la maison. En faisant varier certains paramètres (la chaleur latente par exemple), on a pu constater que lorsque l'énergie fournie par le mur solaire augmentait, les besoins de chauffage augmentaient également du fait que l'énergie était fournie à un moment où les occupants du bâtiment n'en avait pas besoin. Après avoir fait varier les paramètres un par un, une optimisation globale sur les quatre paramètres a été réalisée. Trois critères différents ont alors été utilisés pour l'optimisation : les besoins de chauffage, l'inconfort dans la chambre et une combinaison des deux. Aucun optimum satisfaisant n'a été trouvé dans la zone étudiée car certains paramètres ont systématiquement atteint la borne qui leur avait été attribuée. Cependant, une des optimisations a montré qu'en utilisant un mur stockeur avec MCP ayant une chaleur latente de 40 000 J/kg, une épaisseur suffisante de 15 cm environ et une température de fusion autour de 33 °C, les performances de ce mur solaire intégrant un MCP étaient très proches de celles d'un mur solaire muni d'une paroi béton (elle aussi de 15 cm) que ce soit vis à vis des besoins de chauffage ou du confort dans la chambre.

En synthèse de ce travail, il faut commencer par rappeler le contexte dans lequel il a été réalisé. Ce travail s'est limité à une paroi en mortier ciment dans lequel un MCP micro-encapsulé commercial a été intégré. Ceci a permis dans un premier temps d'obtenir un matériau composite réel pour lequel il a été possible de réaliser une caractérisation thermique afin d'en déterminer ses propriétés thermophysiques. Nous avons ainsi pu constater que le fait d'intégrer le MCP micro-encapsulé sous forme de poudre diminuait la masse volumique du matériau composite par rapport à la matrice en mortier ciment, ainsi que la conductivité thermique. Nous avons intégré le MCP micro-encapsulé à hauteur de 17% et au vu des difficultés de réalisation du matériau composite, il nous semblait raisonnable de limiter à un peu plus du double la chaleur latente en valeur maximale pour les optimisations. De même pour la conductivité, nous avons borné la valeur maximale de la conductivité thermique à 1

W/m/K pour ne considérer que des cas où il n'est pas besoin d'ajouter d'autres matériaux pour augmenter la conductivité thermique et accroître le coût de manière importante.

L'argument positif généralement avancé pour les matériaux à changement de phase est qu'ils peuvent stocker une plus grande quantité d'énergie qu'un volume équivalent de matériau classique qui ne stocke lui que de l'énergie thermique sensible. Pour autant, dans notre cas, le fait d'intégrer le MCP dans une matrice en mortier de ciment nécessite un rajout d'eau au moment de la fabrication et produit un matériau plus léger que le mortier de ciment de base. Cette conséquence est un bon point pour la mise en œuvre du matériau mais ceci a pour conséquence de diminuer la densité énergétique. L'autre aspect qu'il ne faut pas occulter lors de la comparaison avec un matériau classique est la plage de température d'utilisation en fonction de l'application. Dans le cas du mur solaire, les amplitudes de variation des températures de la paroi stockeuse sont de l'ordre de 70 °C. Ceci est défavorable au stockage latent qui est surtout efficace quand on reste dans une plage de variation restreinte autour de la température de changement d'état du MCP.

En ce qui concerne le fonctionnement et l'efficacité du mur solaire composite, ce travail a permis de mettre en évidence le fait qu'il ne fallait pas rechercher la meilleure production énergétique du mur solaire mais plutôt la meilleure adéquation entre la restitution d'énergie et les besoins de chauffage. De ce fait, il est nécessaire de dimensionner le mur solaire en tenant compte de l'environnement dans le lequel il est implanté car le mur solaire peut fournir de grandes quantités d'énergie dans des périodes ensoleillées et même entraîner des surchauffes dans le bâtiment.

Les recherches futures devront donc peut-être se tourner vers des dimensionnements et optimisations de murs solaires avec des tailles plus réduites, une implantation dans des pièces plus grandes comme par exemple un séjour, la prise en compte de circulations d'air entre les pièces pour une répartition plus homogène de l'énergie dans l'ensemble du bâtiment. Concernant la paroi stockeuse, il est envisagé de tester un autre moyen de conditionnement comme par exemple la macro-encapsulation qui permet d'augmenter fortement la densité de stockage. D'autres problèmes se posent alors en termes de modélisation thermique (convection) et le comportement dynamique change (modification de l'effet de déphasage des apports). Il est également possible de mettre en œuvre et tester des systèmes de gestion de l'énergie autonomes en actionnant des registres au niveau des ouïes pour contrôler les apports.

# Annexe A

## Rayonnement solaire

### A.1 Rayonnement de courtes longueurs d'ondes

L'instrument utilisé pour mesurer le rayonnement solaire incident  $Q_{\text{clo,vert}}$  sur la paroi à tester est un pyranomètre (Figure A.1). Le rayonnement solaire du ( $Q_{\text{clo,vert}}$ ) est la somme du rayonnement solaire direct et rayonnement solaire diffus.



Figure A.1 : Pyranomètre CMP22

### A.2 Rayonnement externe de grandes longueurs d'onde

Le flux chaleur par rayonnement de grandes longueurs d'onde  $Q_{\text{r,glo}}$  est l'échange de rayonnement entre la surface extérieure du mur solaire et l'environnement : le sol considéré comme ayant une température de surface égale à celle de l'air extérieur, et le ciel.

$Q_{r,glo}$  dépend également de coefficient d'absorption et l'émissivité de la surface extérieure ( $\alpha, \varepsilon$ ), et du facteur de forme avec le ciel  $F_{ciel}$  qui dépend de l'inclinaison de la surface.

L'équation utilisée pour calculer le flux de chaleur à la surface extérieure du mur solaire échangé avec l'environnement extérieur est suivante :

$$Q_{r,glo} = h_{r,tol}(T_{surf} - T_{amb}) \quad (A.1)$$

où :

$$h_{r,tol} = 4\sigma\varepsilon T_{amb}^3 \quad (A.2)$$

$$T_{amb} = (F_{ciel}T_{ciel}^4 + (1 - F_{ciel})T_{air}^4)^{1/4} \quad (A.3)$$

On a donc le coefficient d'échange par rayonnement :

$$h_{r,tol} = 4\sigma\varepsilon (F_{ciel}T_{ciel}^4 + (1 - F_{ciel})T_{air}^4)^{3/4} \quad (A.4)$$

Le facteur de forme vers le ciel  $F_{ciel}$  est calculé avec l'expression suivante :

$$F_{ciel} = \frac{\pi - \beta}{\pi} \quad (A.5)$$

où  $\beta$  est l'inclinaison du plan :

$\beta = 0$ , l'inclinaison pour une surface horizontale ;

$\beta = \pi/2$ , l'inclinaison pour le mur vertical.

Tableau A.1 : Nomenclature des variables

Variable	Description	Unité	Intervalle
$Q_{r,glo}$	Flux de rayonnement de grandes longueurs d'onde à la surface extérieure	W/m <sup>2</sup>	—
$h_{r,tol}$	Coefficient d'échange par rayonnement	W/m <sup>2</sup> .K	—
$T_{surf}$	Température de la surface extérieure de la paroi	K	—
$T_{amb}$	Température de l'ambiance extérieure	K	—
$T_{air}$	Température de l'air extérieur	K	—
$T_{ciel}$	Température du ciel	K	—
$F_{ciel}$	Facteur de forme avec le ciel	—	0–1

Tableau A.1 : Nomenclature des variables

Variable	Description	Unité	Intervalle
$\varepsilon$	Émissivité de la surface de la paroi	—	0–1
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>	$5.67 \times 10^{-8}$

# Annexe B

## Température du ciel

La température du ciel  $T_{\text{ciel}}$  est un paramètre important pour les codes de simulation dans les études de bâtiments. Certaines recherches bibliographiques ont conduit à l'utilisation de modèles utilisant la température d'air sec pour estimer la valeur de  $T_{\text{ciel}}$  [98, 99, 100]. Néanmoins, cette procédure reste problématique car les corrélations n'étant acceptables que dans certaines conditions météorologiques ou pour un site spécifique.  $T_{\text{ciel}}$  est différente de la température de l'air ambiant  $T_{\text{air}}$ . En général, la température effective du ciel  $T_{\text{ciel}}$  est toujours inférieure à  $T_{\text{air}}$  [101]; de plus, la différence entre  $T_{\text{air}}$  et  $T_{\text{ciel}}$  est plus élevée pendant l'été dans le cas du ciel dégagé (ou clair). En raison de l'absorption de chaleur par la vapeur d'eau et le dioxyde de carbone dans des conditions nuageuses [102], les nuages augmentent généralement  $T_{\text{ciel}}$  et l'amènent à s'approcher de  $T_{\text{air}}$ . On peut supposer que  $T_{\text{ciel}}$  dépend de nombreux facteurs tels que  $T_{\text{air}}$ , la température de rosée  $T_r$ , la quantité de nuages et les caractéristiques du site. Pour le calcul de la température de ciel, certaines formulations prennent en compte la pression de vapeur d'eau et la  $P$  atmosphérique ( $P_v$ ,  $P_{\text{atm}}$ ) [103, 99, 104, 105].

Il existe plusieurs modèles pour estimer la température du ciel et des corrélations donnant son émissivité apparente qui ont été proposées pour estimer  $T_{\text{ciel}}$ . Ces modèles s'appliquent aux conditions de ciel clair et nuageux et sont basées sur des mesures et des données atmosphériques. Ces méthodes se divisent en deux groupes : les modèles de ciel clair et nuageux, et chacun de ces modèles peut être classé en modèle de température directe du ciel (Table B.3 et Table B.4) et en corrélation pour le calcul de l'émissivité atmosphérique (Table B.1 et Table B.2).

L'équation basée sur les méthodes empiriques, a été utilisée pour estimer de  $T_{\text{ciel}}$  qui est liée à la température d'air  $T_{\text{air}}$  et aux corrélations d'émissivité atmosphérique [103] :

$$T_{\text{ciel}} = (\varepsilon_{\text{ciel}})^{0.25} T_{\text{air}} \quad (\text{B.1})$$

Tableau B.1 : Émissivité atmosphérique du ciel clair [106].

Modèle	Site	Référence
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.77 + 0.0038 T_r$	Carpentras, France	[107]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.752 + 0.0048 T_r$		
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.754 + 0.0044 T_r$	Negev Highlands, Israel	[108]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.741 + 0.0062 T_r$	AZ/MD, et MO	[102]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.727 + 0.0061 T_r$		
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.711 + 0.56(T_r/100) + 0.73(T_r/100)^2$	AZ, TX, MD, MO, FL, NV	[109]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.8004 + 0.00396 T_r$	AZ	[110]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.8 + T_r/250$		
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.736 + 0.00577 T_r$	Omaha, NE., Bing Bend, TX	[111]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.732 + 0.00635 T_r$	Omaha, NE., Bing Bend, TX	[112]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.787 + 0.764 \ln(T_r/273)$	San Antonio, TX	[113]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.787 + 0.0028 T_r$	San Antonio, TX	[114]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.56 + 0.08 P_v^{0.5}$	Los Chorros, Macuto, Caracalleda, Maracaibo, et Mérida, Venezuela	[103]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.48 + 0.058 P_v^{0.5}$	Bassour, Algeria	[115]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.50 + 0.032 P_v^{0.5}$	Whitney, CA	[115]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.62 + 0.029 P_v^{0.5}$	Poona, India	[116]
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.34 + 0.110 P_v^{0.5}$	Lindenberg, Germany	Robitzsch (1926)
$\varepsilon_{ciel,cl} = (0.135 \times P_{atm} + 6P_v)/T_{air}$	Lindenberg, Germany	Robitzsch (1926)
$\varepsilon_{ciel,cl} = 0.7 + 5.95 \times 10^{-5} \times P_v e^{(1500/T_{air})}$	Phoenix, AZ	[117]

Tableau B.2 : Émissivité atmosphérique du ciel nuageux [106].

Modèle	Site	Référence
$\varepsilon_{ciel,nu} = \varepsilon_{ciel,cl} + 0.8(1 - \varepsilon_{ciel,cl})N$	Hamburg, Germany	[118]
$\varepsilon_{ciel,nu} = (1 - N) \times [57.723 + 0.9555(0.6017)^Z] \times 10^{-4} \times T_{air}^{1.1893} \times H^{0.0665} + N[1 - (3000 + 1751 \times Z^{0.652}) \times H^{-3/2} \times T_{air}^{-1}]^4$	Los Chorros, Macuto, Caracalleda, Maracaibo, et Mérida Venezuela	[103]
$\varepsilon_{ciel,nu} = 0.682 + 0.0352 \times \ln(P_v) + 0.133 \times \ln(1 - K_0)$	Gembloux, Belgium	[104]
$\varepsilon_{ciel,nu} = C_a \varepsilon_{ciel,cl}; C_a = 1 + 0.0224N - 0.0035N^2 + 0.00028N^3$	San Antonio, TX	[113]
$\varepsilon_{ciel,nu} = (0.53 + 0.065P_v^{0.5})(1 - 0.1N) + 0.1N$	Benson, England	[99]
$\varepsilon_{ciel,nu} = (0.43 + 0.082P_v^{0.5})(1 - 0.1N) + 0.1N$	Upasala, Sweden	[99]
$\varepsilon_{ciel,nu} = (0.44 + 0.061P_v^{0.5})(1 - 0.1N) + 0.1N$	Washington, DC	[99]
$\varepsilon_{ciel,nu} = (0.62 + 0.029P_v^{0.5})(1 - 0.1N) + 0.1N$	Poona, India	[99]

Tableau B.3 : Modèles directes de la température du ciel clair [106].

Modèle	Site	Référence
$T_{ciel,cl} = T_{air} - 20$	Australia	[119]
$T_{ciel,cl} = 0.0552T_{air}^{1.5}$	Australia	[98]

Tableau B.4 : Modèles directes du ciel nuageux [106].

Modèle	Site	Référence
$T_{ciel,nu} = T_{air}$	–	Dreyfus (1960)

Tableau B.4 : Modèles directes du ciel nuageux [106].

Modèle	Site	Référence
$T_{ciel,nu} = T_{air} - 6$	United States	[120]
$T_{ciel,nu} = 0.037536 T_{air}^{1.5} + 0.32 T_{air}$	68 U.S. sites	[100]
$T_{ciel,nu} = 94 + 12.6 \ln(P_v) - 13K_t + 0.341T_{air}$	Gembloux, Belgium	[104]
$T_{ciel,nu} = (L/\sigma)^{0.25}; L = L_0(1 + 0.01A) + \frac{BC(8 - N)}{8}; L_0 = 3.6(T_{air} - 273) + 231; A = 10.1 \ln(P_v) - 12.3; B = 1.7(T_{air} - 273) + 107; C = -0.22 \ln(P_v) + 1.25$	Divers sites internationaux	[99]

Dans bibliothèque "Buildings", on utilise la formule de [113] dans la condition du ciel nuageux pour calculer  $T_{ciel}$ , et le calcul par défaut pour la température du ciel s'effectue avec les équations suivantes :

$$T_{ciel} = (\varepsilon_{ciel,nu})^{0.25} T_{air} \quad (B.2)$$

$$\varepsilon_{ciel,nu} = \left( 0.787 + 0.764 \cdot \ln \left( \frac{T_r}{273} \right) \right) \cdot (1 + 0.0224N - 0.0035N^2 + 0.00028N^3) \quad (B.3)$$

où :

$\varepsilon_{ciel,nu}$  = émissivité du ciel nuageux ;

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann  $5.6697 \times 10^{-8}$ , W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup> ;

$T_{air}$  = température de l'air ambiant, K ;

$T_r$  = température de rosée ou le point de rosée, K ;

N = couverture de ciel opaque (N = 0 pour le ciel clair).

C'est la corrélation que nous avons retenue.

## Annexe C

# Convection thermique : Évaluation du coefficient d'échange à la surface du mur solaire

Le transfert de chaleur par convection de la surface extérieure d'une paroi à l'ambiance extérieure est modélisé en utilisant la formulation comme suivante :

$$Q_{conv} = h_{conv}A(T_{surf} - T_{air}) \quad (C.1)$$

où

$Q_{conv}$  = le flux de chaleur par convection ;

$h_{conv}$  = le coefficient d'échange par convection ;

$A$  = la surface extérieure de la paroi ;

$T_{surf}$  = la température de la paroi à la surface extérieure ;

$T_{air}$  = la température de l'air extérieur.

Depuis les années 1930 de nombreuses recherches ont été menées ayant pour le but d'estimer ce coefficient d'échange par convection  $h_{conv}$  et de nombreuses études ont été publiées. Plus récemment, Palyvos [121] a classé 91 corrélations en quatre catégories basées sur différentes formes fonctionnelles de l'équation. Nusselt et Jurges (1922) ont développé l'équation pour la convection par l'effet du vent :

$$h_{conv} = 5.8 + 3.94 \nu_h \quad (C.2)$$

Où  $\nu_h$  est la vitesse du vent en m/s, dans Dymola, cette vitesse est ajustée en fonction de la hauteur  $h$  au-dessus du sol et du modèle de vent pour le site. Le modèle n'est pas sensible à la direction du vent ni à la rugosité de la surface. L'équation ci-dessus, utilisée pour la

convection sous l'effet du vent, a été développée par McAdams [93], et été projetée sous la forme simplifiée :

$$h_{conv} = 5.7 + 3.8 \nu_h \quad (\text{C.3})$$

La bibliothèque "Buildings" propose une méthode basée sur l'algorithme (TARP) pour déterminer les valeurs de  $h_{conv}$ . L'algorithme simple utilise la rugosité de surface et la vitesse de la surface locale pour calculer le coefficient d'échange par convection.

## C.1 L'algorithme de TARP

TARP "Thermal Analysis Research Program" est un prédécesseur important d'Energy-Plus [122]. Walton [122] a développé un modèle complet pour la convection extérieure en mélangeant les corrélations de l'ASHRAE et les essais sur plaque plane de Sparrow et al. [88].

Tableau C.1 : Nomenclature des variables.

Variable	Description	Unités
A	Surface	m <sup>2</sup>
$h_{conv,tol}$	Le total de coefficient d'échange par convection sur la surface	W/(m <sup>2</sup> .K)
$h_{conv,f}$	Coefficient d'échange par convection forcée	W/(m <sup>2</sup> .K)
$h_{conv,n}$	Coefficient d'échange par convection naturelle	W/(m <sup>2</sup> .K)
P	Périmètre de la surface	m
$c_r$	Coefficient de la rugosité surfacique	-
$T_{air}$	Température local de l'air extérieur calculée à la hauteur au-dessus du sol	°C
$T_{surf}$	Température de surface extérieure	°C
$\Delta T$	Différence de température entre la surface et l'air,	°C
$\nu_h$	Vitesse locale du vent calculée à la hauteur h	m/s
$D_\nu$	Direction du vent	-

Le modèle du coefficient d'échange total par convection est la combinaison des coefficients

d'échange par convection forcée et naturelle [123]. Le coefficient est calculé en fonction de la vitesse du vent, de la direction du vent, et de la différence de température. Par conséquent, le coefficient d'échange par convection totale  $h_{conv,tol}$  est la somme du coefficient de convection naturelle (effet de la température)  $h_{conv,n}$  et du coefficient de convection forcée (effet du vent)  $h_{conv,f}$  :

$$h_{conv,tol} = h_{conv,n} + h_{conv,f} \quad (C.4)$$

La composante de convection forcée est basée sur la corrélation de Sparrow, Ramsey et Mass[88] :

$$h_{conv,f} = 2.537 D_\nu c_r \left( \frac{P \nu_h}{A} \right)^{1/2} \quad (C.5)$$

Le coefficient de la rugosité surfacique  $c_r$  peut être obtenu à partir du tableau suivant :

Tableau C.2 : Rugosités surfaciques (Walton 1981, [123]).

Index de la rugosité	$c_r$	Exemple de matériau
1 (Très rugueux)	2.17	Stuc
2 (Rugueux)	1.67	Brique
3 (Assez rugueux)	1.52	Béton
4 (Assez lisse)	1.13	Pin clair
5 (Lisse)	1.11	Plâtre lisse
6 (Très lisse)	1.00	Vitrage

Un modèle de convection naturelle détaillée établit une corrélation entre le coefficient de transfert thermique par convection et l'orientation de la surface et la différence entre les températures de surface et l'air de la zone (où  $\Delta T =$  température de l'air - température de surface). Walton (1983) [122] a dérivé son algorithme de ASHRAE Handbook (2001) [124], qui donne des équations pour les coefficients d'échanges par convection naturelle dans la plage turbulente pour les grandes plaques verticales et pour les grandes plaques horizontales orientées vers le haut lorsqu'elles sont chauffées (ou vers le bas lorsqu'elles sont refroidies).

Pour une surface verticale ( $\theta = 90^\circ$ ), la corrélation suivante est utilisée :

$$h_{conv,n} = 1.31 |\Delta T|^{\frac{1}{3}} \quad (C.6)$$

Le coefficient d'échange total par convection à l'efficacité extérieure est :

$$h_{conv,tol} = 1.31|\Delta T|^{\frac{1}{3}} + 2.537D_{\nu}c_r \left( \frac{P\nu_h}{A} \right)^{1/2} \quad (C.7)$$

## C.2 Calcul de la vitesse du vent local

La vitesse du vent intervient dans la modélisation du mur solaire (transfert de chaleur entre la surface externe du mur solaire et l'air extérieur). La vitesse et la direction du vent dans le fichier météorologique sont supposées être mesurées à partir de girouette et d'un anémomètre à une hauteur  $h$  de 10 m (Figure C.1). Pour s'adapter aux différents terrains sur le site de construction et aux différences de hauteur des surfaces du bâtiment, la vitesse du vent local est calculée pour chaque surface.



Figure C.1 : Anémomètre-girouette mesurées de la vitesse et de la direction du vent [125]

Dans notre travail nous avons été contraints à mesurer la vitesse du vent à proximité de la surface du mur solaire.

# Annexe D

## Le bilan thermique du vitrage

Les températures sur les surfaces extérieures et intérieures du vitrage sont déterminées en faisant les bilans thermiques sur chaque surface à chaque pas de temps. Pour un vitrage avec  $n$  couches de vitre, il y a  $2n$  faces et donc  $2n$  équations à résoudre. La Figure D.1 montre les variables utilisées pour le double vitrage ( $n = 2$ ).

Les hypothèses suivantes sont utilisées pour les équations de bilan thermique du vitrage du mur Trombe composite :

- les deux couches du vitrage sont minces (4 mm pour chaque couche) ;
- le flux de chaleur est unidimensionnel perpendiculaire aux surfaces du vitrage ;
- les couches du vitrage sont opaques au rayonnement infrarouge (IR) ;
- les surfaces du vitrage sont isothermes ;
- le rayonnement de courte longueur d'onde absorbé dans le vitrage est réparti de manière égale sur les deux surfaces de chaque couche du vitrage.

Les quatre équations issues des bilans thermiques pour le double-vitrage sont les suivantes :

$$Q_1 + h_{c,ext} (T_{ext} - T_{v1,ext}) + Q_{r,glo} - \varepsilon_{v1,ext} \sigma T_{v1,ext}^4 + k_1 (T_{v1,int} - T_{v1,ext}) = 0 \quad (D.1)$$

$$Q_2 + h_{c,f} (T_{v2,ext} - T_{v1,int}) + \sigma \frac{\varepsilon_{v1,int} \varepsilon_{v2,ext}}{1 - (1 - \varepsilon_{v1,int})(1 - \varepsilon_{v2,ext})} (T_{v2,ext}^4 - T_{v1,int}^4) + k_1 (T_{v1,ext} - T_{v1,int}) = 0 \quad (D.2)$$

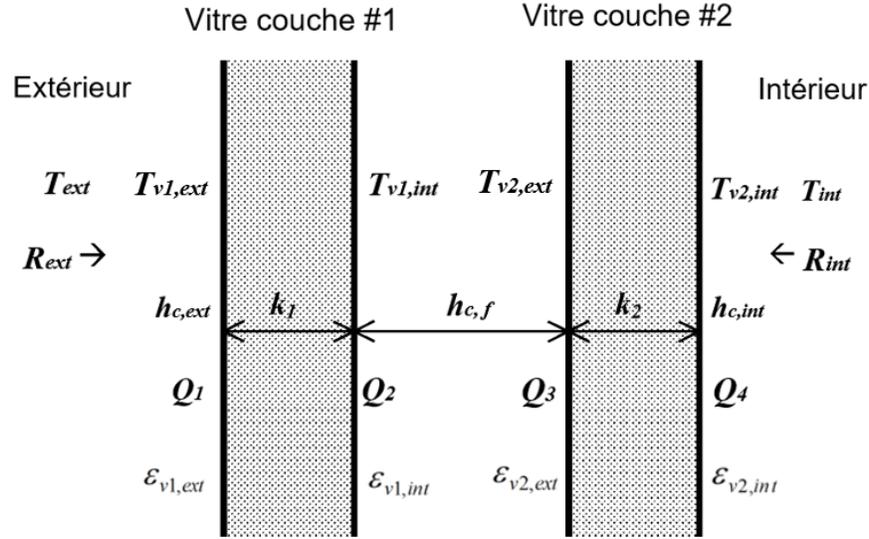


Figure D.1 : Variables utilisées dans les équations du bilan thermique du double vitrage

$$Q_3 + h_{c,f}(T_{v1,int} - T_{v2,ext}) + \sigma \frac{\varepsilon_{v1,int}\varepsilon_{v2,ext}}{1 - (1 - \varepsilon_{v1,int})(1 - \varepsilon_{v2,ext})} (T_{v1,int}^4 - T_{v2,ext}^4) + k_2(T_{v2,int} - T_{v2,ext}) = 0 \quad (D.3)$$

$$Q_4 + h_{c,int}(T_{int} - T_{v2,int}) + Q_{r,int} - \varepsilon_{v2,int}\sigma T_{v2,int}^4 + k_2(T_{v2,ext} - T_{v2,int}) = 0 \quad (D.4)$$

Tableau D.1 : Nomenclature des variables

Variable	Description	Unités
$n$	Nombre de couches de vitrage	-
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann $5.6697 \times 10^{-8}$	$W/m^2 \cdot K^4$
$\varepsilon_{vi}$	Émissivité de la surface $i$	-
$k_i$	La conductance thermique de la couche du vitrage $i, k_i = \frac{\lambda}{e_i}$	$W/m^2 \cdot K$
$h_{c,ext}, h_{c,int}$	Coefficient d'échange par convection de la surface externe et interne du vitrage (l'Annexe C.1)	$W/m^2 \cdot K$
$T_{ext}, T_{int}$	Températures de l'air extérieur et intérieur	K

Tableau D.1 : Nomenclature des variables

Variable	Description	Unités
$R_{\text{ext}}, R_{\text{int}} (Q_{r,\text{glo}}, Q_{r,\text{int}})$	Le rayonnement de grandes longueurs d'onde sur la surface externe et interne du vitrage	$\text{W}/\text{m}^2$
$T_{\text{vi}}$	Température de la face i	K
$Q_i$	Le rayonnement de courtes longueurs d'onde absorbé par la surface i du vitrage	$\text{W}/\text{m}^2$

## D.1 Transfert du rayonnement de courtes longueurs d'onde au travers des vitrages vers le mur stockeur

Pour évaluer le rayonnement reçu par la surface du mur stockeur, le modèle prend en compte les transmissions, absorptions et réflexions multiples entre les surfaces. Les termes de série sont construits comme représentés dans la Figure D.2.

Le rayonnement solaire incident est plus ou moins transmis par le vitrage selon l'angle d'incidence associé à l'azimut et à la hauteur du soleil. Le rayonnement transmis est atténué lorsqu'il traverse les couches de vitrage.

On obtient une équation du type :

$$T_{12,\text{total}} = I_{n,\text{ext}} \tau_1 \tau_2 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n = \frac{I_{n,\text{ext}} \tau_1 \tau_2}{1 - \rho_2 \rho_1} \quad (\text{D.5})$$

où  $T_{12,\text{total}}$  est le facteur de transmission du rayonnement à travers le double vitrage. Les propriétés d'absorption du rayonnement dans chaque couche du vitrage et la combinaison de double vitrage/mur sont dérivées d'une manière similaire au calcul de la transmission décrit ci-dessus. La transmission diffuse et l'absorption des différentes couches du vitrage ainsi que la combinaison double vitrage/mur sont également présentées ici :

- l'absorption sur les deux couches du vitrage, provient de l'interréflexion entre la couche 1 et la couche 2

$$A'_1 = I_{n,\text{ext}} \alpha_1 + I_{n,\text{ext}} \tau_1 \rho_2 \alpha_1 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n = \left( \alpha_1 + \frac{\tau_1 \rho_2 \alpha_1}{1 - \rho_2 \rho_1} \right) I_{n,\text{ext}} \quad (\text{D.6})$$

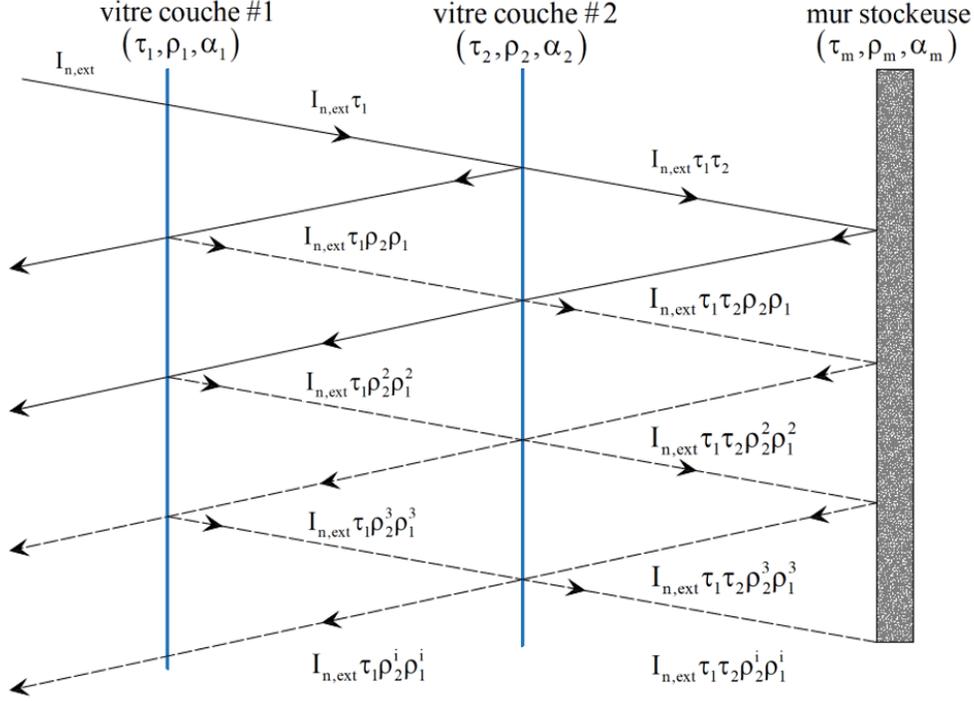


Figure D.2 : Schéma de la transmission et des inter réflexions du rayonnement de courtes longueurs d'onde (double-vitrage/mur)

$$A'_2 = I_{n,ext} \tau_1 \alpha_2 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n = \frac{\tau_1 \alpha_2}{1 - \rho_2 \rho_1} \cdot I_{n,ext} \quad (D.7)$$

— l'absorption sur la face intérieure de vitre 2 et la face extérieure du mur stockeuse, provient de l'interreflexion entre vitrage/mur

$$A''_2 = I_{n,ext} \tau_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2 \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_m \rho_2)^n + I_{n,ext} \tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2 \sum_{m=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_m)^m \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n \quad (D.8)$$

$$= \frac{\tau_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2}{1 - \rho_m \rho_2} \cdot I_{n,ext} + \frac{\tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2}{(1 - \rho_2 \rho_m)(1 - \rho_2 \rho_1)} \cdot I_{n,ext} = \frac{\tau_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2}{1 - \rho_m \rho_2} \left( 1 + \frac{\rho_2 \rho_1}{1 - \rho_2 \rho_1} \right) \cdot I_{n,ext}$$

$$A'_m = I_{n,ext} \tau_1 \tau_2 \alpha_m \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_m \rho_2)^n + I_{n,ext} \tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \alpha_m \sum_{m=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_m)^m \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n \quad (D.9)$$

$$= \frac{\tau_1 \tau_2 \alpha_m}{1 - \rho_m \rho_2} \cdot I_{n,ext} + \frac{\tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \alpha_m}{(1 - \rho_2 \rho_m)(1 - \rho_2 \rho_1)} \cdot I_{n,ext} = \frac{\tau_1 \tau_2 \alpha_m}{1 - \rho_m \rho_2} \left( 1 + \frac{\rho_2 \rho_1}{1 - \rho_2 \rho_1} \right) \cdot I_{n,ext}$$

— l'absorption sur la face intérieure de vitre 1 et la face extérieure du mur stockeuse, provient de l'interreflexion entre vitrage/mur

$$A_1'' = I_{n,ext} \tau_1 \tau_2^2 \rho_m \alpha_1 \left( 1 + \tau_2^2 \rho_m \rho_1 \sum_{n=0}^{\infty} (\tau_2 \rho_m \rho_1)^n \right) + I_{n,ext} \tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2^2 \rho_m \alpha_1 \sum_{m=0}^{\infty} (\tau_2^2 \rho_1 \rho_m)^m \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n \quad (\text{D.10})$$

$$= \tau_1 \tau_2^2 \rho_m \alpha_1 \left( 1 + \frac{\tau_2^2 \rho_m \rho_1}{1 - \tau_2 \rho_m \rho_1} \right) \cdot I_{n,ext} + \frac{\tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2^2 \rho_m \alpha_1}{(1 - \tau_2^2 \rho_1 \rho_m)(1 - \rho_2 \rho_1)} \cdot I_{n,ext}$$

$$A_m'' = I_{n,ext} \tau_1 \tau_2 \alpha_m + I_{n,ext} \tau_1 \tau_2^3 \rho_m \rho_1 \alpha_m \sum_{n=0}^{\infty} (\tau_2^2 \rho_m \rho_1)^n + I_{n,ext} \tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \alpha_m \sum_{m=0}^{\infty} (\tau_2^2 \rho_1 \rho_m)^m \sum_{n=0}^{\infty} (\rho_2 \rho_1)^n \quad (\text{D.11})$$

$$= \left( \tau_1 \tau_2 \alpha_m + \frac{\tau_1 \tau_2^3 \rho_m \rho_1 \alpha_m}{1 - \tau_2^2 \rho_m \rho_1} \right) I_{n,ext} + \frac{\tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \alpha_m}{(1 - \tau_2^2 \rho_1 \rho_m)(1 - \rho_2 \rho_1)} \cdot I_{n,ext}$$

L'absorption total sur chaque face (vitre couche 1 et 2, mur stockeuse) de la combinaison du double vitrage et du mur stockeuse est :

$$A_{1,total} = A_1' + A_1'' = \left( \alpha_1 + \frac{\tau_1 \rho_2 \alpha_1}{1 - \rho_2 \rho_1} \right) I_{n,ext} + \tau_1 \tau_2^2 \rho_m \alpha_1 \left( 1 + \frac{\tau_2^2 \rho_m \rho_1}{1 - \tau_2 \rho_m \rho_1} \right) \cdot I_{n,ext} \quad (\text{D.12})$$

$$+ \frac{\tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2^2 \rho_m \alpha_1}{(1 - \tau_2^2 \rho_1 \rho_m)(1 - \rho_2 \rho_1)} \cdot I_{n,ext}$$

$$A_{2,total} = A_2' + A_2'' = \frac{\tau_1 \alpha_2}{1 - \rho_2 \rho_1} \cdot I_{n,ext} + \frac{\tau_1 \tau_2 \rho_m \alpha_2}{1 - \rho_m \rho_2} \left( 1 + \frac{\rho_2 \rho_1}{1 - \rho_2 \rho_1} \right) \cdot I_{n,ext} \quad (\text{D.13})$$

$$A_{m,total} = A_m' + A_m'' = \frac{\tau_1 \tau_2 \alpha_m}{1 - \rho_m \rho_2} \cdot I_{n,ext} + \left( \tau_1 \tau_2 \alpha_m + \frac{\tau_1 \tau_2^3 \rho_m \rho_1 \alpha_m}{1 - \tau_2^2 \rho_m \rho_1} \right) I_{n,ext} \quad (\text{D.14})$$

$$+ \frac{\tau_1 \rho_2 \rho_1 \tau_2 \alpha_m}{(1 - \tau_2^2 \rho_1 \rho_m)(1 - \rho_2 \rho_1)} \cdot I_{n,ext}$$

où

$A'_1$  = absorption de rayonnement par vitre 1, y compris les interrélflexions avec la vitre 2 ;

$A''_1$  = absorption de rayonnement par vitre 1, y compris les interrélflexions avec le mur stockeuse ;

$A'_2$  = absorption de rayonnement par vitre 2, y compris les interrélflexions avec la vitre 1 ;

$A''_2$  = absorption de rayonnement par vitre 2, y compris les interrélflexions avec le mur stockeuse ;

$A'_m$  = absorption de rayonnement par mur stockeuse, y compris les interrélflexions avec la vitre 2 ;

$A''_m$  = absorption de rayonnement par mur stockeuse, y compris les interrélflexions avec la vitre 1 ;

$T_{12}$  = transmission diffuse de la combinaison double vitrage/mur.

## D.2 Le transfert de rayonnement de grande longueur d'onde de vitrage/mur

On considère ici les échanges radiatifs entre les surfaces planes parallèles séparées par une distance faible par rapport à leurs dimensions, les pertes latérales d'énergie sont négligeables. Les émissivités apparentes ( $\varepsilon_{v1}$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_m$ ) sont données par :

$$\varepsilon'_{v1,total} = \varepsilon_{v1} \left( 1 + \frac{\varepsilon_{v1} \rho_{v2}}{1 - \rho_{v2} \rho_{v1}} \right) \quad (D.15)$$

$$\varepsilon'_{v2,total} = \varepsilon_{v2} \left( 1 + \frac{\varepsilon_{v2} \rho_{v1}}{1 - \rho_{v2} \rho_{v1}} \right); \quad \varepsilon''_{v2,total} = \varepsilon_{v2} \left( 1 + \frac{\varepsilon_{v2} \rho_{vm}}{1 - \rho_m \rho_{v2}} \right) \quad (D.16)$$

$$\varepsilon'_{m,total} = \frac{\varepsilon_{v2} \varepsilon_m}{1 - \rho_m \rho_{v2}} \quad (D.17)$$

où  $\rho_{v1}$ ,  $\rho_{v2}$ , et  $\rho_m$  sont les coefficients de réflexion de la surface extérieure de vitre et de mur. On suppose que le facteur de transmission de grandes longueurs d'onde de la vitre et du mur est zéro (surface opaques). L'émissivité de la surface extérieure de la vitre et du mur stockeur dès qu'ils reçoivent le flux radiatif émis par un plan parallèle faisant face à cette paroi sont les suivantes :

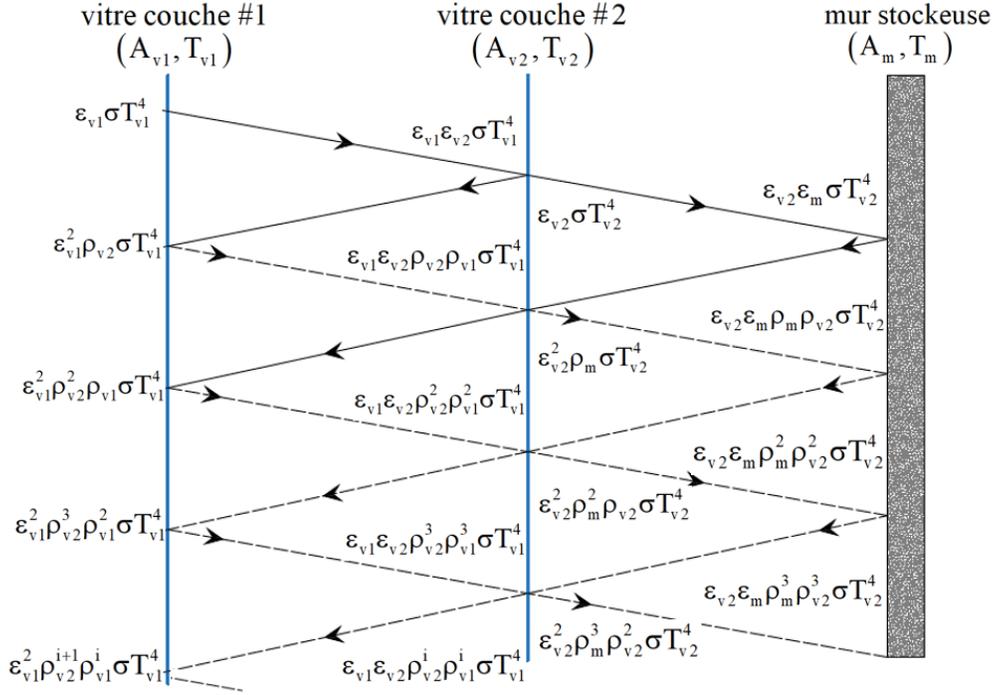


Figure D.3 : Schéma des échanges de rayonnement de grandes longueurs d'onde de la composante de double-vitrage/mur

$$\varepsilon_{1\leftrightarrow 2} = \frac{\varepsilon_{v1}\varepsilon_{v2}}{1 - \rho_{v2}\rho_{v1}}; \quad \varepsilon_{2\leftrightarrow m} = \frac{\varepsilon_{v2}\varepsilon_m}{1 - \rho_m\rho_{v2}} \quad (\text{D.18})$$

Nous supposons que les matériaux utilisés sont des corps gris, opaques et diffusants ( $\varepsilon = \alpha$ ,  $\tau = 0$ , et  $\rho = 1 - \varepsilon$ ). L'équation D.18 peut être écrite comme suivante :

$$\varepsilon_{1\leftrightarrow 2} = \frac{\varepsilon_{v1}\varepsilon_{v2}}{1 - (1 - \varepsilon_{v1})(1 - \varepsilon_{v2})} = \frac{1}{1/\varepsilon_{v1} + 1/\varepsilon_{v2} - 1} \quad (\text{D.19})$$

$$\varepsilon_{2\leftrightarrow m} = \frac{\varepsilon_{v2}\varepsilon_m}{1 - (1 - \varepsilon_{v2})(1 - \varepsilon_m)} = \frac{1}{1/\varepsilon_{v2} + 1/\varepsilon_m - 1} \quad (\text{D.20})$$

La Figure D.3 permet d'établir l'expression du flux radiatif issu d'une paroi surfacique à l'autre :

$$\Phi_{1\rightarrow 2} = A_{v1}\sigma T_{v1}^4 \frac{1}{1/\varepsilon_{v1} + 1/\varepsilon_{v2} - 1} \quad (\text{D.21})$$

$$\Phi_{2\rightarrow 1} = A_{v2}\sigma T_{v2}^4 \frac{1}{1/\varepsilon_{v1} + 1/\varepsilon_{v2} - 1} \quad (\text{D.22})$$

$$\Phi_{2 \rightarrow m} = A_{v2} \sigma T_{v2}^4 \frac{1}{1/\varepsilon_{v2} + 1/\varepsilon_m - 1} \quad (\text{D.23})$$

$$\Phi_{m \rightarrow 2} = A_m \sigma T_m^4 \frac{1}{1/\varepsilon_{v2} + 1/\varepsilon_m - 1} \quad (\text{D.24})$$

Comme les surfaces entre les parois sont égales, nous pouvons écrire les échanges de chaleur par rayonnement entre les deux parois surfaciques, en considérant les bilans des échanges positifs de la surface  $A_{v1}$  vers  $A_{v2}$  et de la surface  $A_{v2}$  vers  $A_m$ , par les équations suivantes :

$$\Phi_{1 \leftrightarrow 2} = \frac{A \sigma (T_{v1}^4 - T_{v2}^4)}{1/\varepsilon_{v1} + 1/\varepsilon_{v2} - 1} = A \frac{\sigma (T_{v1}^2 + T_{v2}^2) (T_{v1} + T_{v2})}{1/\varepsilon_{v1} + 1/\varepsilon_{v2} - 1} (T_{v1} - T_{v2}) = A h_{r,1 \leftrightarrow 2} (T_{v1} - T_{v2}) \quad (\text{D.25})$$

$$\Phi_{2 \leftrightarrow m} = \frac{A \sigma (T_{v2}^4 - T_m^4)}{1/\varepsilon_{v2} + 1/\varepsilon_m - 1} = A \frac{\sigma (T_{v2}^2 + T_m^2) (T_{v2} + T_m)}{1/\varepsilon_{v2} + 1/\varepsilon_m - 1} (T_{v2} - T_m) = A h_{r,2 \leftrightarrow m} (T_{v2} - T_m) \quad (\text{D.26})$$

D'où l'expression des coefficients d'échange par rayonnement :

$$h_{r,1 \leftrightarrow 2} = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)}{1/\varepsilon_{v1} + 1/\varepsilon_{v2} - 1} \quad (\text{D.27})$$

$$h_{r,2 \leftrightarrow m} = \frac{\sigma (T_2^2 + T_m^2) (T_2 + T_m)}{1/\varepsilon_{v2} + 1/\varepsilon_m - 1} \quad (\text{D.28})$$

# Annexe E

## Interface du programme de simulation

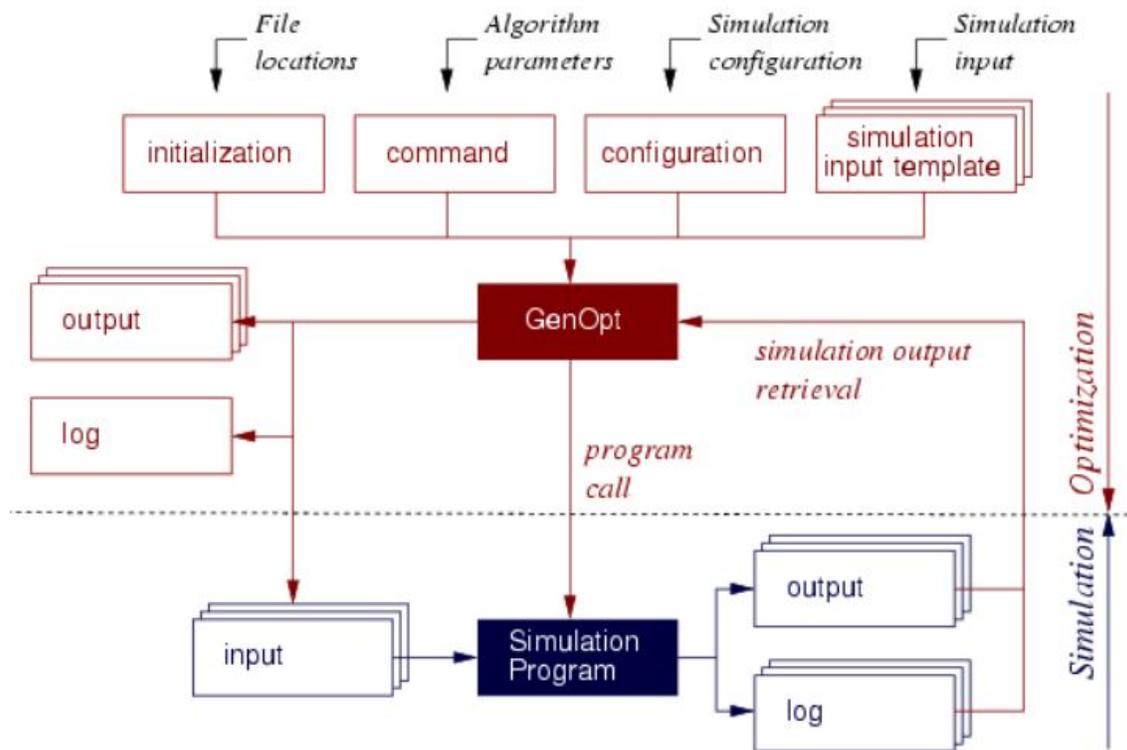


Figure E.1 : L'interface du programme de simulation GenOpt

GenOpt dispose d'une interface ouverte sur le côté de la simulation et le côté de l'optimisation (la Figure E.1). Le processus démarre en vérifiant le fichier d'initialisation "opt-WinXP.ini" contenant les fichiers de la simulation (fichier modèle, fichier d'entrée et de sortie, fichier de log, et fichier de configuration) et l'optimisation (fichier de commande). GenOpt permet de coupler Dymola/Modelica en modifiant simplement un fichier de configuration "DymolaWinXP.cfg". L'échange de données entre GenOpt et Dymola se fait uniquement

avec les fichiers texte "dsin.txt". Pour effectuer l'optimisation, GenOpt, basé sur les fichiers de modèle d'entrée (template files) "dsin.txt", génère automatiquement les nouveaux fichiers d'entrée "dsin.txt" pour la simulation dans le logiciel Dymola. Pour générer de tels fichiers modèles "dsin.txt", nous copions les fichiers d'entrée de simulation déjà définis "dsin.txt" et remplaçons les valeurs numériques des variables indépendantes à modifier par des mots-clés (p. ex %ep\_mcp%, %LA\_mcp% etc.). Les valeurs numériques des variables indépendantes, à l'intérieur du fichier de commande "command.txt", sont modifiées par rapport aux valeurs de consigne. GenOpt remplace alors les valeurs numériques par les mots-clés correspondants et écrit les fichiers d'entrée de la simulation "dsin.txt". Cette approche permet à GenOpt d'écrire des textes d'entrée pour la simulation de Dymola. Dans un fichier de configuration "DymolaWinXP.cfg", nous pouvons spécifier comment démarrer la simulation de Dymola où GenOpt peut trouver la valeur actuelle de la fonction de coût. Cela permet de coupler Dymola à GenOpt sans modifier et recompiler les deux programmes. La seule exigence de Dymola est qu'il doit lire son entrée à partir des fichiers et écrire la valeur de la fonction de coût plus tous les messages d'erreur possibles dans un fichier texte.

# Annexe F

## Propriétés thermiques des matériaux

Tableau F.1 : Propriétés thermiques de la paroi stockeuse en béton.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeur
Béton	$\rho_{\text{bton}}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	1900
	$c_{\text{bton}}$	chaleur spécifique	J/kg.K	949
	$e_{\text{bton}}$	épaisseur	m	0.15
	$\lambda_{\text{bton}}$	conductivité thermique	W/(m.K)	0.82
	$\alpha_{\text{bton}}$	coefficient absorption	-	0.9
	$\varepsilon_{\text{bton}}$	émissivité	-	0.9

Tableau F.2 : Propriétés thermiques de la paroi stockeuse en mortier sans MCP.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeur
Mortier	$\rho_{\text{mortier}}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	1329
	$c_{\text{mortier}}$	chaleur spécifique	J/kg.K	1177,8
	$e_{\text{mortier}}$	épaisseur	m	0,04
	$\lambda_{\text{mortier}}$	conductivité thermique	W/(m.K)	0,622
	$\alpha_{\text{mortier}}$	coefficient absorption	-	0.9
	$\varepsilon_{\text{mortier}}$	émissivité	-	0.9

Tableau F.3 : Propriétés thermiques des matériaux utilisés dans le mur Trombe composite.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeur
Vitrage	$\rho_v$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	2500
	$c_v$	chaleur spécifique	J/kg.K	830
	$\lambda_v$	conductivité thermique	W/m.K	1.47
	$\alpha_v$	coefficient absorption	-	0.84
	$\tau_v$	transmissivité	-	0.76
	$\varepsilon_v$	emissivité	-	0.84
Paroi isolante	$\rho_{iso}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	30
	$c_{iso}$	chaleur spécifique	J/kg.K	880
	$\lambda_{iso}$	conductivité thermique	W/m.K	0.041
	$\alpha_{iso}$	coefficient absorption	-	0.9
	$\varepsilon_{iso}$	emissivité	-	0.9

Tableau F.4 : Les caractéristiques thermiques des composants d'enveloppe de la maison.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeur
Bois	$\rho_b$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	650
	$c_b$	chaleur spécifique	J/kg.K	2100
	$\lambda_b$	conductivité thermique	W/m.K	0.23
Lame d'air	$\rho_{air}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	1
	$c_{air}$	chaleur spécifique	J/kg.K	1000
	$\lambda_{air}$	conductivité thermique	W/m.K	0.19
Laine de verre	$\rho_{laine}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	35
	$c_{laine}$	chaleur spécifique	J/kg.K	1030
	$\lambda_{laine}$	conductivité thermique	W/m.K	0.039
OSB	$\rho_{OSB}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	650
	$c_{OSB}$	chaleur spécifique	J/kg.K	1700
	$\lambda_{OSB}$	conductivité thermique	W/m.K	0.13

Tableau F.4 : Les caractéristiques thermiques des composants d'enveloppe de la maison.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeur
Plâtre	$\rho_{pl}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	1000
	$c_{pl}$	chaleur spécifique	J/kg.K	800
	$\lambda_{pl}$	conductivité thermique	W/m.K	0.35
Béton	$\rho_{bt}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	2300
	$c_{bt}$	chaleur spécifique	J/kg.K	920
	$\lambda_{bt}$	conductivité thermique	W/m.K	1.75
Carrelage	$\rho_{cr}$	masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	2300
	$c_{cr}$	chaleur spécifique	J/kg.K	700
	$\lambda_{cr}$	conductivité thermique	W/m.K	1.7

Tableau F.5 : Propriétés thermiques de CrodaTherm<sup>TM</sup>53.

Matériau	Symbole	Description	Unités	Valeur
CrodaTherm <sup>TM</sup> 53	$\rho_{solide}$	masse volumique à l'état solide	kg/m <sup>3</sup>	904
	$\rho_{liquide}$	masse volumique à l'état liquide	kg/m <sup>3</sup>	829
	$c_{solide}$	chaleur spécifique à l'état solide	J/kg.°C	1700
	$c_{liquide}$	chaleur spécifique à l'état liquide	J/kg.°C	2200
	$L_A$	chaleur latente	J/kg	226000
	$T_M$	température de fin de fusion	°C	53
	$\lambda_{solide}$	conductivité thermique à l'état solide	W/m.°C	0.28
	$\lambda_{liquide}$	conductivité thermique à l'état liquide	W/m.°C	0.16

# Annexe G

## Résultats de comparaison

Tableau G.1 : La comparaison des besoins de chauffage annuels du salon entre les trois cas exécutés avec la température de consigne variée de 19 °C à 16 °C et ceux-ci exécutés avec la température de consigne constante à 20 °C.

Zone	Cas d'étude	Besoin chauffage T = 20 °C	Besoin chauffage T = 16-19 °C	Économie d'énergie	Unité
Paris-Orly	configuration 1	67,78	51,37	16,41 = 24,21%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	60,49	45,37	15,12 = 25,00%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2b	–	–	– = -%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	61,37	45,60	15,77 = 25,70%	kWh/m <sup>2</sup> /an
Lyon	configuration 1	62,47	47,17	15,3 = 24,49%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	54,66	41,68	12,98 = 23,75%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	55,55	41,89	13,66 = 24,59%	kWh/m <sup>2</sup> /an
Nice	configuration 1	19,74	10,85	8,89 = 45,04%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	10,38	5,81	4,57 = 44,03%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	12,35	6,81	5,54 = 44,86%	kWh/m <sup>2</sup> /an

Tableau G.2 : La comparaison des besoins de chauffage annuels de chambre-salon (l'air échangé entre les deux zones) entre les trois cas exécutés avec la température de consigne variée de 19 °C à 16 °C et ceux-ci exécutés avec la température de consigne constante à 20 °C.

Zone	Cas d'étude	Besoin chauffage T = 20 °C	Besoin chauffage T = 16-19 °C	Économie d'énergie	Unité
Paris-Orly	configuration 1	66,78	50,42	16,36 = 24,50%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	60,61	45,66	14,95 = 24,67%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2b	–	–	– = -%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	61,01	45,64	15,37 = 25,19%	kWh/m <sup>2</sup> /an

Tableau G.2 : La comparaison des besoins de chauffage annuels de chambre-salon (l'air échangé entre les deux zones) entre les trois cas exécutés avec la température de consigne variée de 19 °C à 16 °C et ceux-ci exécutés avec la température de consigne constante à 20 °C.

Zone	Cas d'étude	Besoin chauffage pour T = 20 °C	Besoin chauffage pour T = 16-19 °C	Économie d'énergie	Unité
Lyon	configuration 1	61,03	46,34	14,69 = 24,07%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	54,90	41,91	12,99 = 23,66%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	55,35	41,92	13,43 = 24,26%	kWh/m <sup>2</sup> /an
Nice	configuration 1	19,62	10,88	8,74 = 44,55%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 2a	11,98	6,59	5,39 = 44,99%	kWh/m <sup>2</sup> /an
	configuration 3	13,29	7,26	6,03 = 45,37%	kWh/m <sup>2</sup> /an

# Annexe H

## Résultats d'optimisation par GenOpt

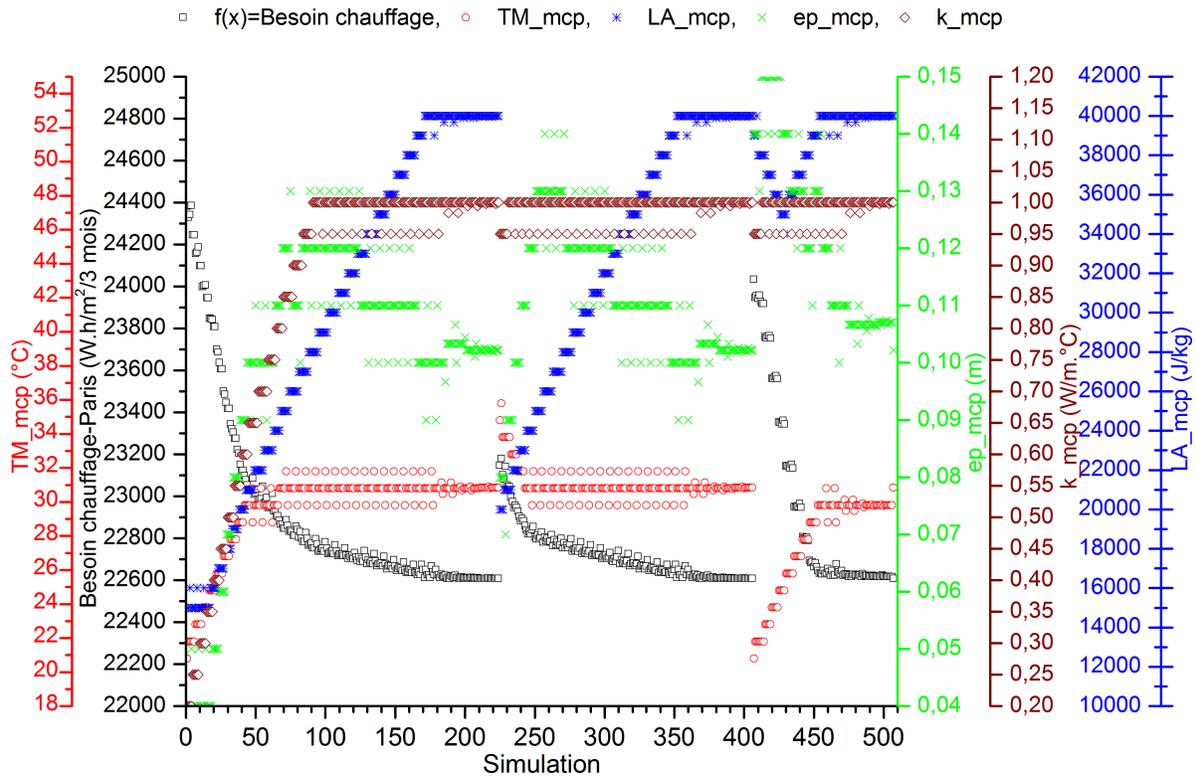


Figure H.1 : Optimisation totale des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly

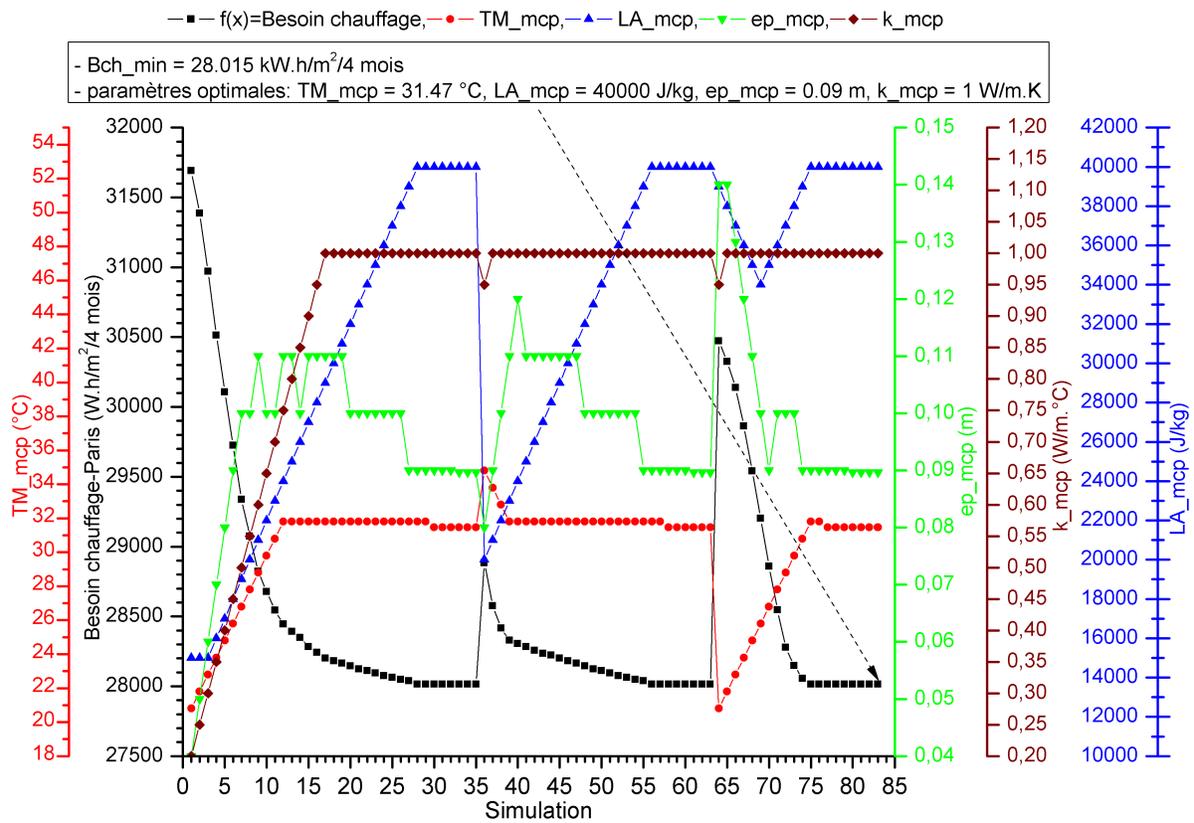


Figure H.2 : Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly

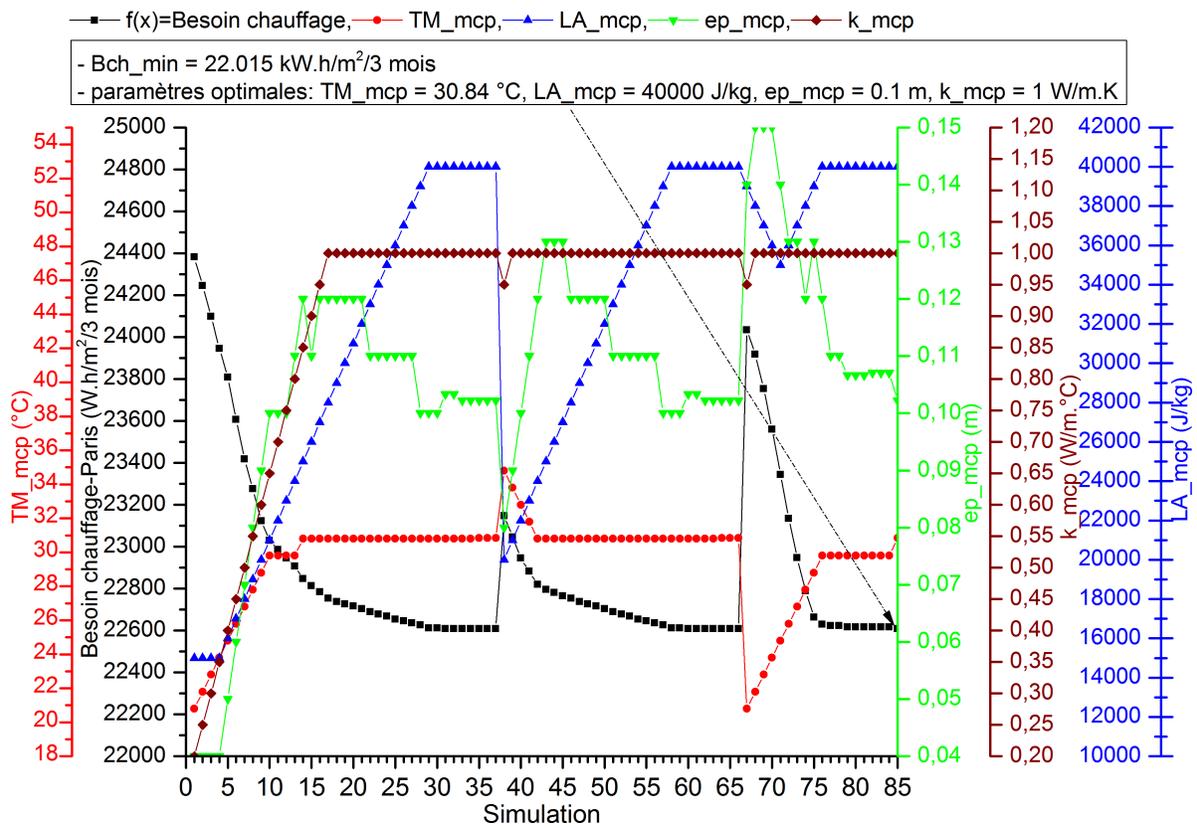


Figure H.3 : Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Paris-Orly

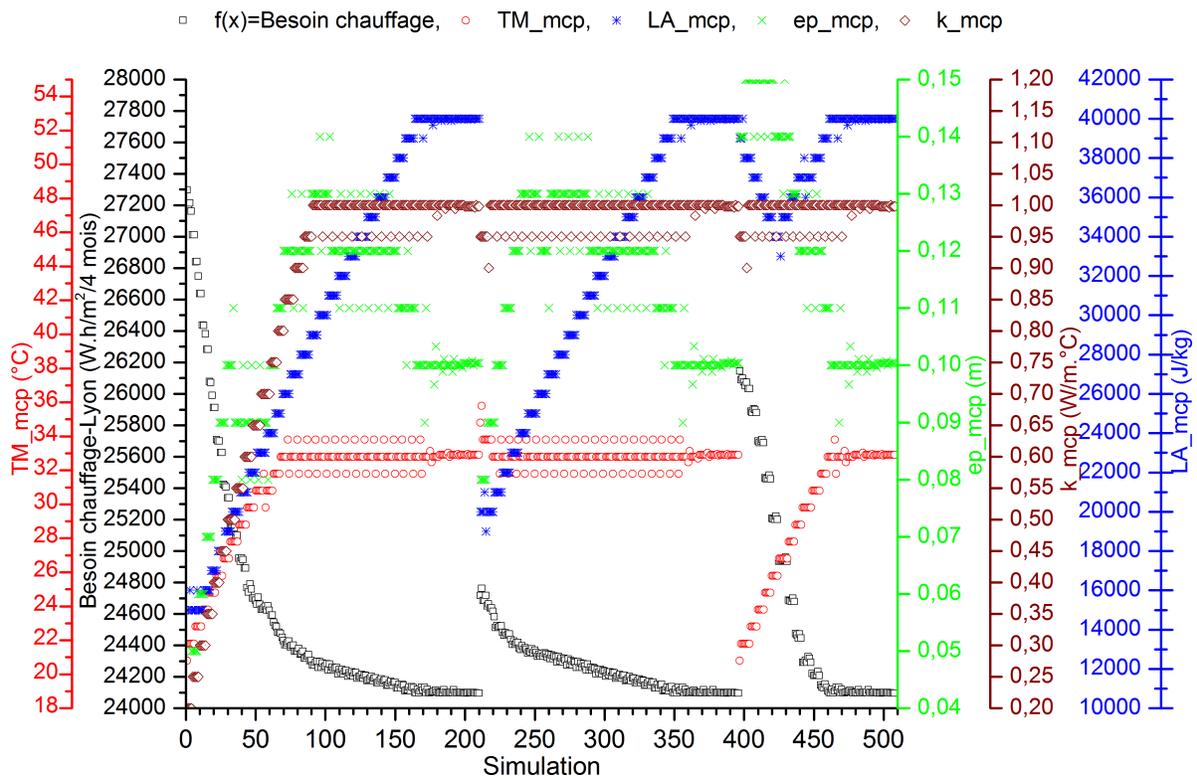


Figure H.4 : Optimisation totale des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon

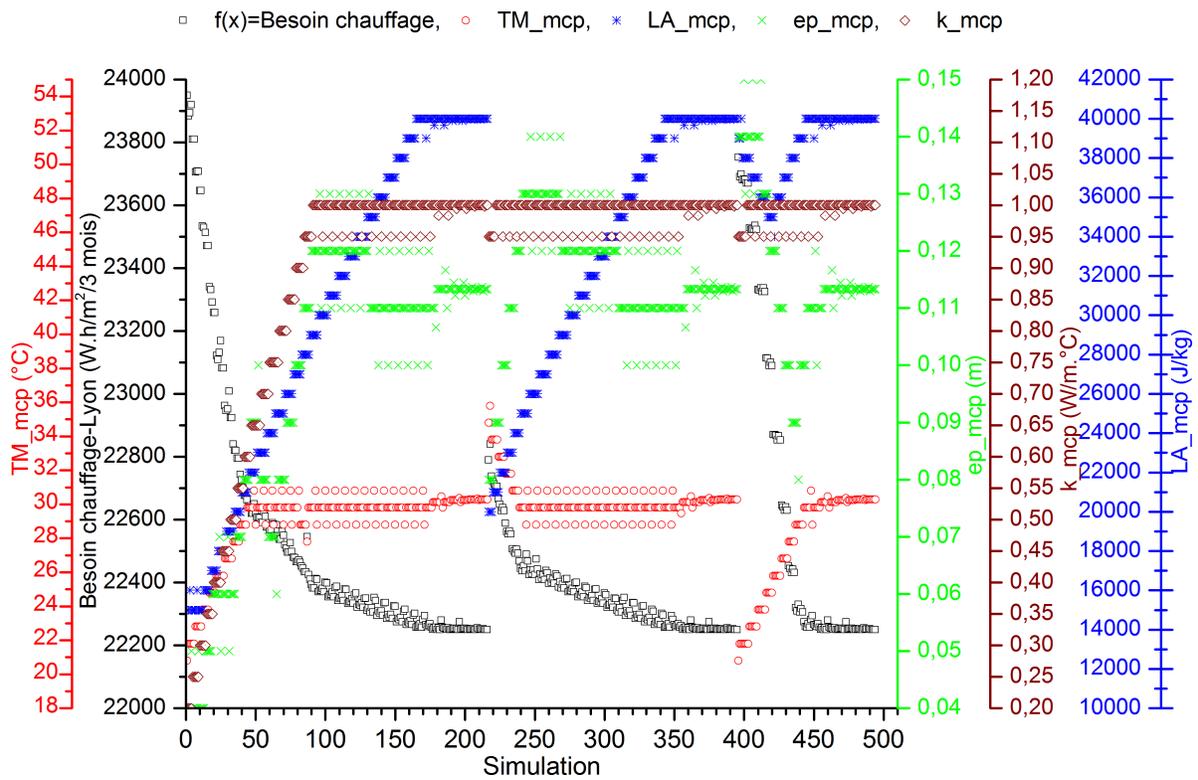


Figure H.5 : Optimisation totale des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon

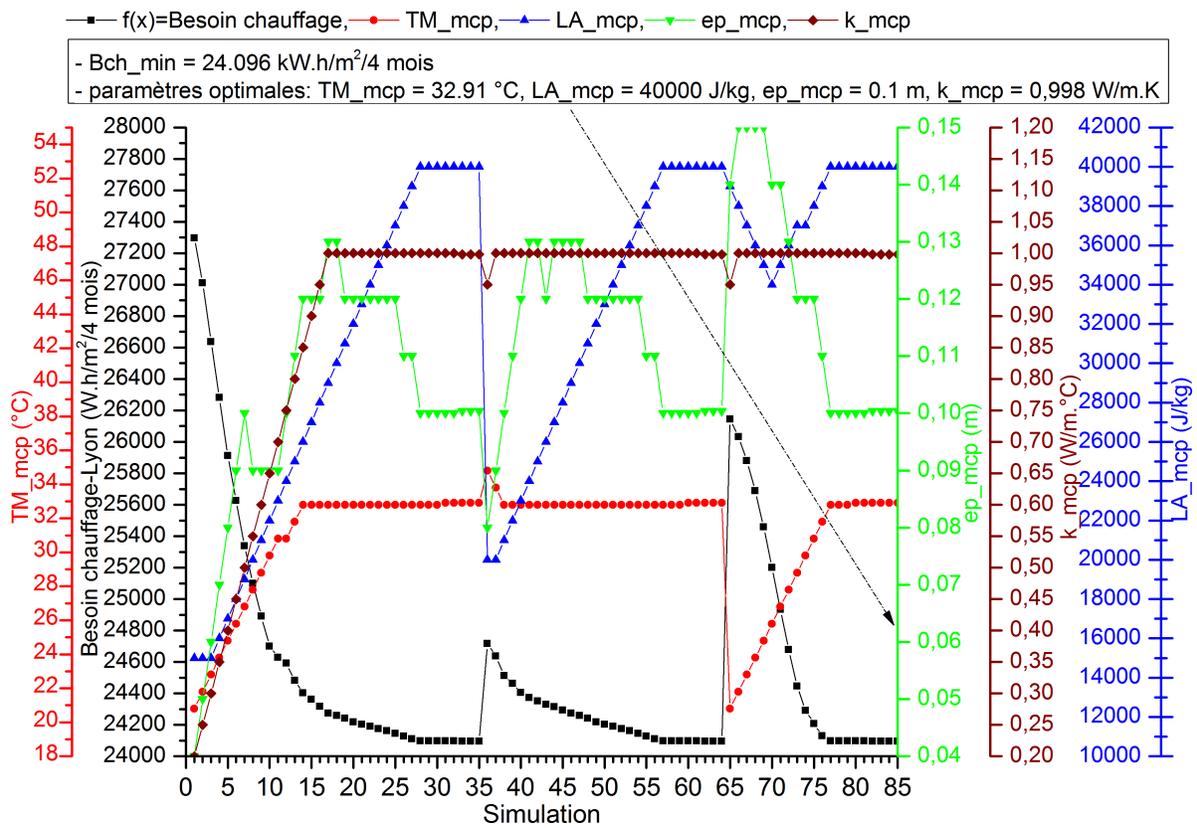


Figure H.6 : Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon

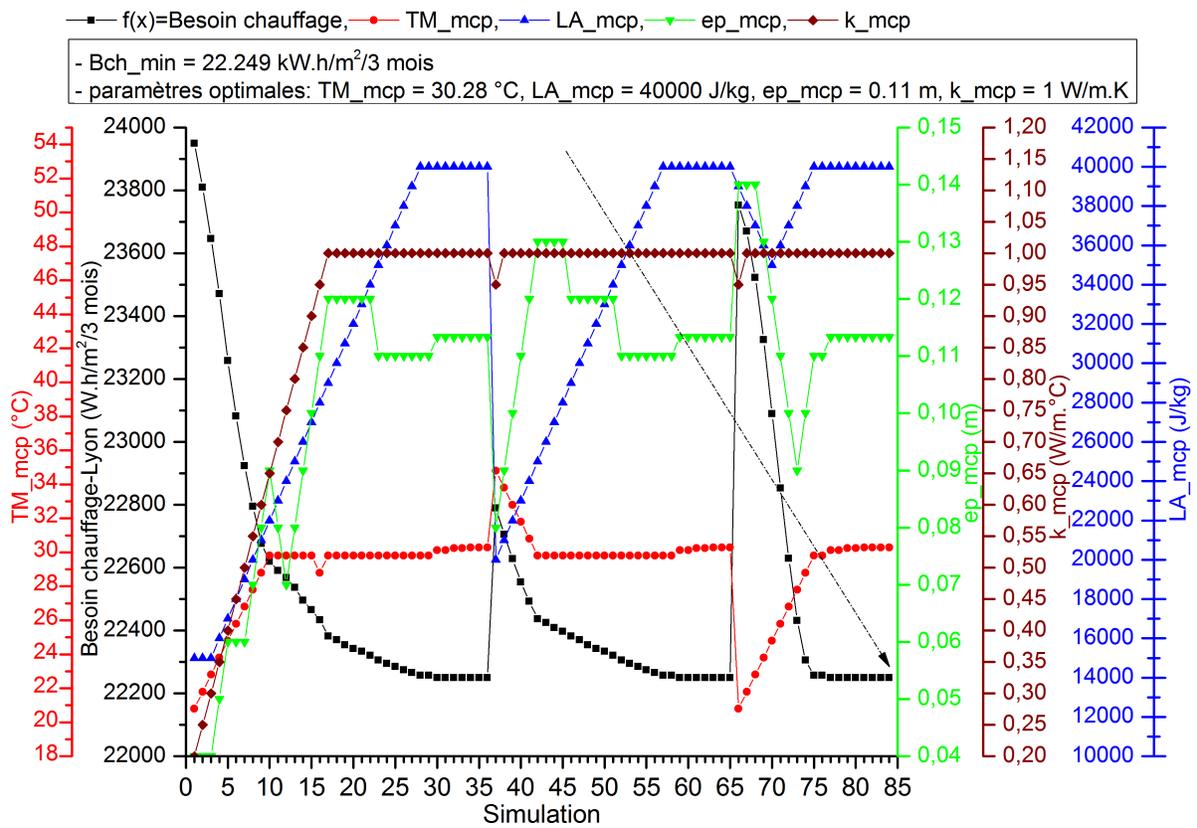


Figure H.7 : Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Lyon

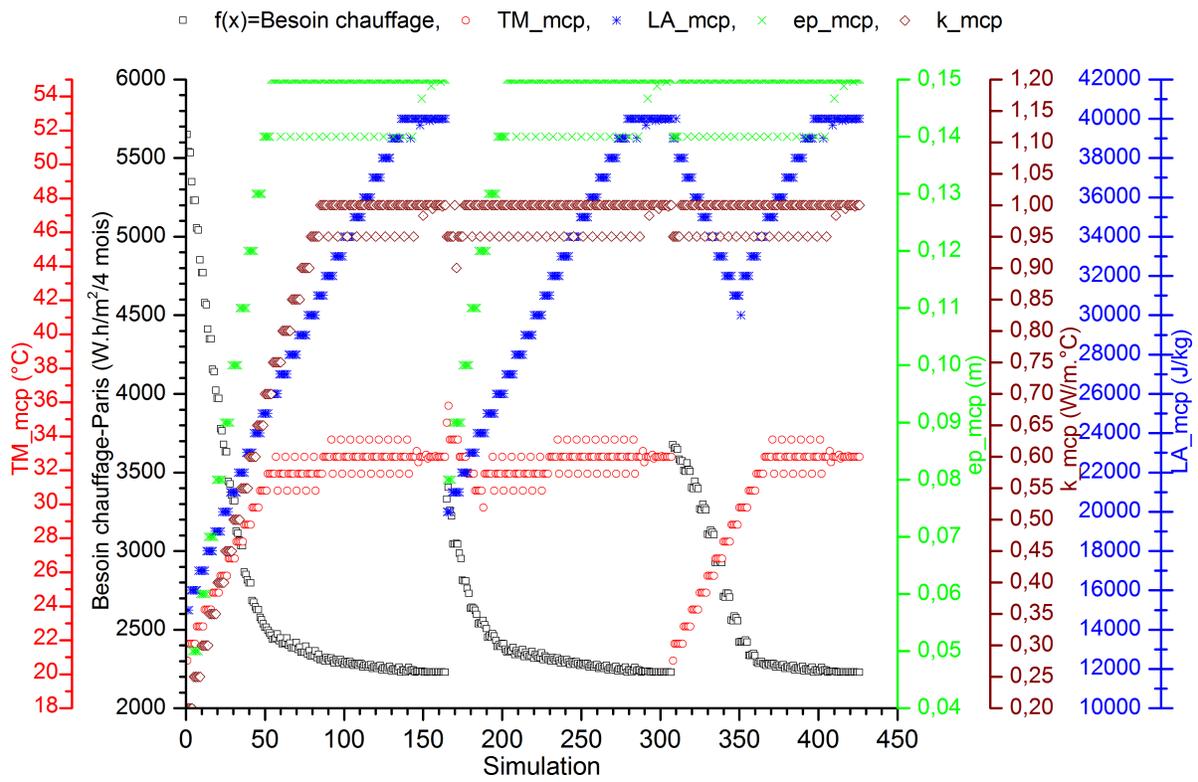


Figure H.8 : Optimisation totale des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice

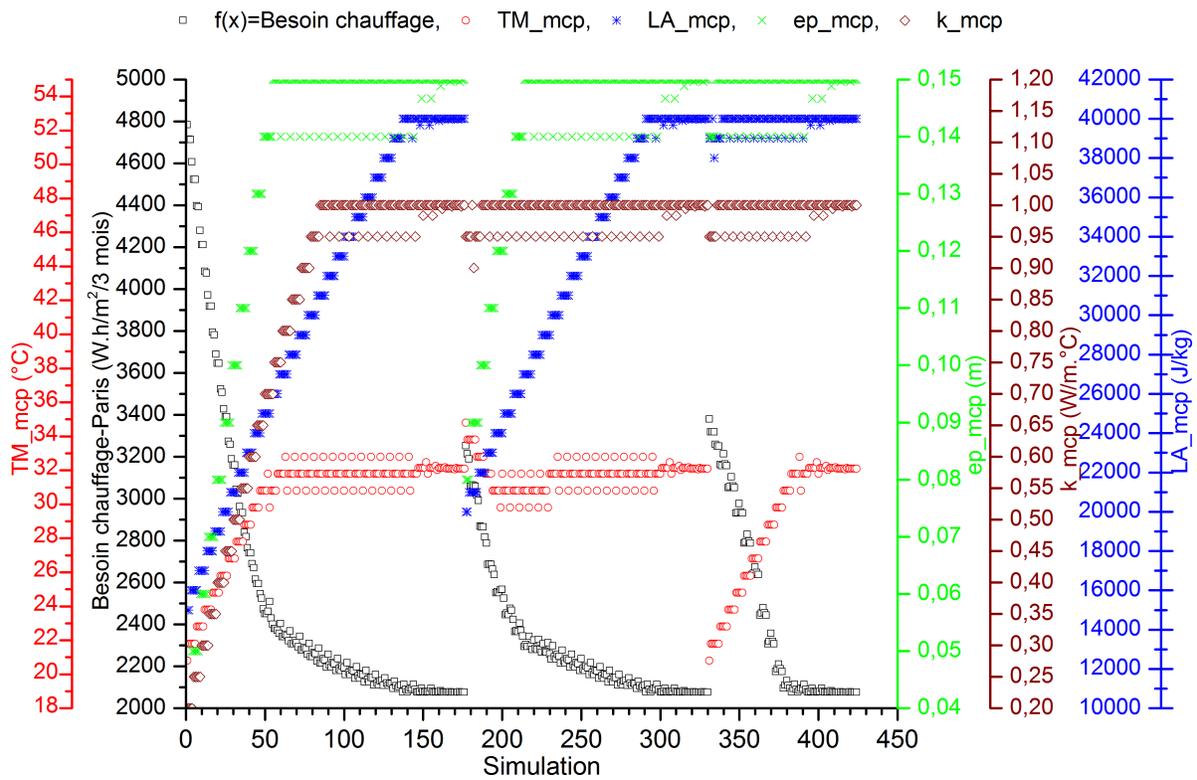


Figure H.9 : Optimisation totale des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice

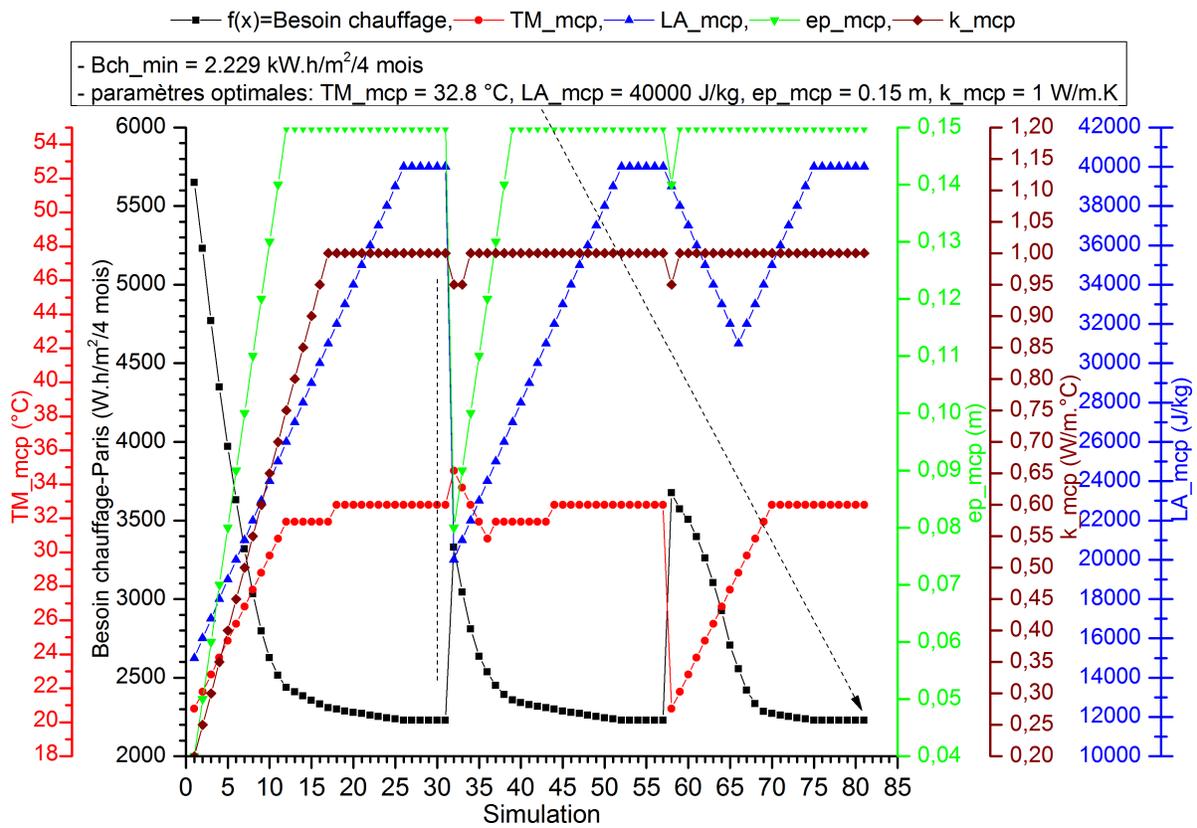


Figure H.10 : Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 4 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice

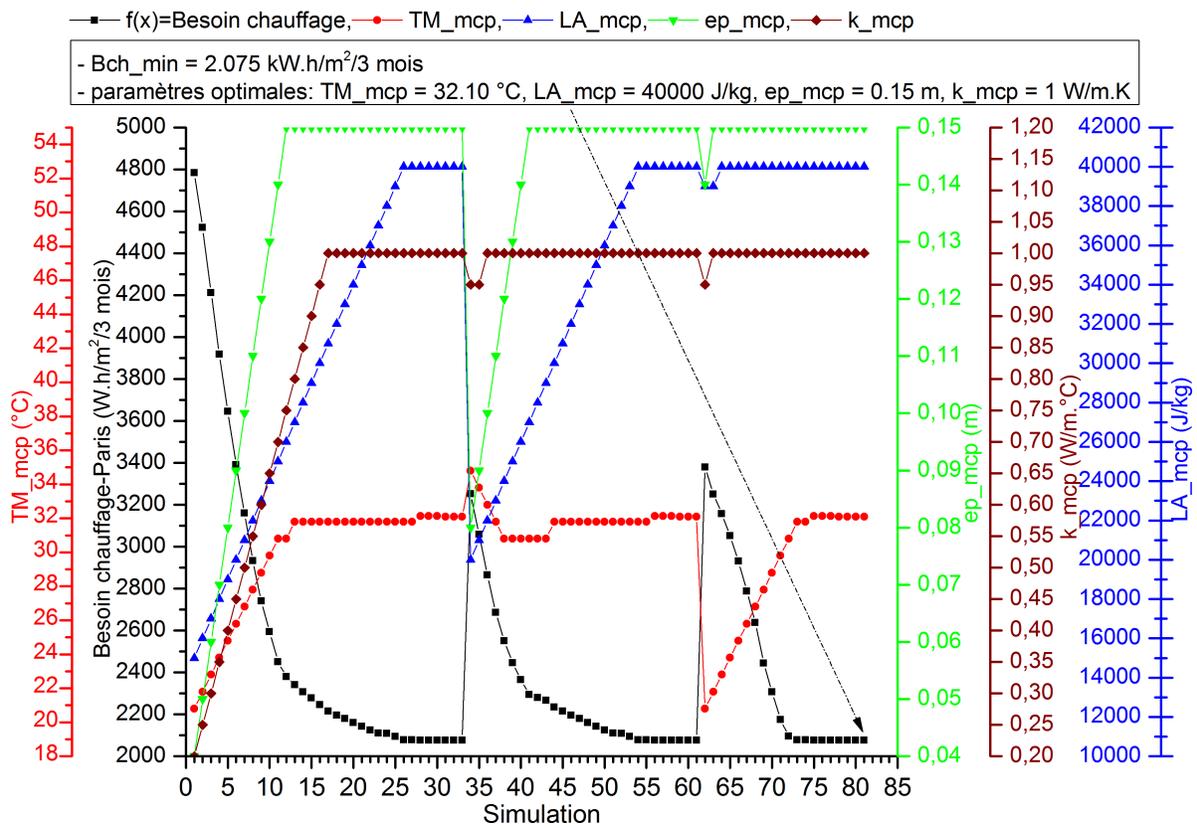


Figure H.11 : Optimisation des points décroissances des besoins de chauffage pour 3 mois par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP pour la région de Nice

Tableau H.1 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour trois mois de la région de Paris-Orly par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ).

Initial	Cas	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /3 mois
1	valeur initiale	20.8	15000	4	0.2	24.381
	valeur optimale	30.84	40000	10.22	1	22.608
2	valeur initiale	34.8	20000	8	0.95	23.147
	valeur optimale	30.84	40000	10.22	1	22.608
3	valeur initiale	20.8	39000	14	0.95	24.034
	valeur optimale	30.84	40000	10.22	1	22.608

Tableau H.2 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour quatre mois de la région de Lyon par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ).

Initial	Cas	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /4 mois
1	valeur initiale	20.8	15000	4	0.2	27.297
	valeur optimale	32.91	40000	10.04	0.998	24.096
2	valeur initiale	34.8	20000	8	0.95	24.716
	valeur optimale	32.91	40000	10.04	0.998	24.096
3	valeur initiale	20.8	39000	14	0.95	26.145
	valeur optimale	32.91	40000	10.04	0.998	24.096

Tableau H.3 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour trois mois de la région de Lyon par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ).

Initial	Cas	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /3 mois
1	valeur initiale	20.8	15000	4	0.2	23.950
	valeur optimale	30.28	40000	11.33	1	22.250
2	valeur initiale	34.8	20000	8	0.95	22.789
	valeur optimale	30.28	40000	11.33	1	22.250
3	valeur initiale	20.8	39000	14	0.95	23.752
	valeur optimale	30.28	40000	11.33	1	22.250

Tableau H.4 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour quatre mois de la région de Nice par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ).

Initial	Cas	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /4 mois
1	valeur initiale	20.8	15000	4	0.2	5.649
	valeur optimale	32.8	40000	15	1	2.229
2	valeur initiale	34.8	20000	8	0.95	3.328
	valeur optimale	32.8	40000	15	1	2.229
3	valeur initiale	20.8	39000	14	0.95	3.675
	valeur optimale	32.8	40000	15	1	2.229

Tableau H.5 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour trois mois de la région de Nice par rapport aux trois états initiaux de caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ).

Initial	Cas	$TM_{mcp}$ , °C	$LA_{mcp}$ , J/kg	$ep_{mcp}$ , cm	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	Besoins de chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /3 mois
1	valeur initiale	20.8	15000	4	0.2	4.784
	valeur optimale	32.10	40000	15	1	2.075
2	valeur initiale	34.8	20000	8	0.95	3.251
	valeur optimale	32.10	40000	15	1	2.075
3	valeur initiale	20.8	39000	14	0.95	3.379
	valeur optimale	32.10	40000	15	1	2.075

Tableau H.6 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Paris-Orly par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l'optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide.

Résultats optimisés	$LA_{mcp}$ , J/kg	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	$TM_{mcp}$ , °C	$ep_{mcp}$ , cm	Besoins chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /1 an
Paris-Orly :	40000	1	$TM_{4\text{ mois}}$	$ep_{4\text{ mois}}$	50.681
	40000	1	$TM_{4\text{ mois}}$	$ep_{3\text{ mois}}$	50.692
4 mois ( $TM_{mcp} = 31.47$ °C, $LA_{mcp} = 40000$ J/kg, $ep_{mcp} = 8.96$ cm, $\lambda_{mcp} = 1$ )	40000	1	$TM_{3\text{ mois}}$	$ep_{4\text{ mois}}$	50.702

Tableau H.6 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Paris-Orly par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l'optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide.

Résultats optimisés	$LA_{mcp}$ , J/kg	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	$TM_{mcp}$ , °C	$ep_{mcp}$ , cm	Besoins chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /1 an
	40000	1	$TM_{3\text{ mois}}$	$ep_{3\text{ mois}}$	50.66
3 mois ( $TM_{mcp} = 30.84$ °C, $LA_{mcp} = 40000$ J/kg, $ep_{mcp}$ $= 10.22$ cm, $\lambda_{mcp} = 1$ )	40000	1	$\frac{TM_{4\text{ mois}} + TM_{3\text{ mois}}}{2}$	$ep_{4\text{ mois}}$	50.686
	40000	1	$\frac{TM_{4\text{ mois}} + TM_{3\text{ mois}}}{2}$	$ep_{3\text{ mois}}$	50.668
	40000	1	$TM_{4\text{ mois}}$	$\frac{ep_{4\text{ mois}} + ep_{3\text{ mois}}}{2}$	50.689
	40000	1	$TM_{3\text{ mois}}$	$\frac{ep_{4\text{ mois}} + ep_{3\text{ mois}}}{2}$	50.666

Tableau H.7 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Lyon par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l'optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide.

Résultats optimisés	$LA_{mcp}$ , J/kg	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	$TM_{mcp}$ , °C	$ep_{mcp}$ , cm	Besoins chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /1 an
Lyon :	40000	1	$TM_{4\text{ mois}}$	$ep_{4\text{ mois}}$	46.513
	40000	1	$TM_{4\text{ mois}}$	$ep_{3\text{ mois}}$	46.515
4 mois ( $TM_{mcp} = 32.91$ °C, $LA_{mcp} = 40000$ J/kg, $ep_{mcp}$ $= 10.04$ cm, $\lambda_{mcp} = 1$ )	40000	1	$TM_{3\text{ mois}}$	$ep_{4\text{ mois}}$	46.495
	40000	1	$TM_{3\text{ mois}}$	$ep_{3\text{ mois}}$	46.471
3 mois ( $TM_{mcp} = 30.28$ °C, $LA_{mcp} = 40000$ J/kg, $ep_{mcp}$ $= 11.33$ cm, $\lambda_{mcp} = 1$ )	40000	1	$\frac{TM_{4\text{ mois}} + TM_{3\text{ mois}}}{2}$	$ep_{4\text{ mois}}$	46.471
	40000	1	$\frac{TM_{4\text{ mois}} + TM_{3\text{ mois}}}{2}$	$ep_{3\text{ mois}}$	46.455
	40000	1	$TM_{4\text{ mois}}$	$\frac{ep_{4\text{ mois}} + ep_{3\text{ mois}}}{2}$	46.519

Tableau H.7 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Paris-Orly par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l'optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide.

Résultats optimisés	$LA_{mcp}$ , J/kg	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	$TM_{mcp}$ , °C	$ep_{mcp}$ , cm	Besoins chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /1 an
	40000	1	$TM_{3 \text{ mois}}$	$\frac{ep_{4 \text{ mois}} + ep_{3 \text{ mois}}}{2}$	46.477

Tableau H.8 : Les résultats de la comparaison des besoins de chauffage pour un an de la région de Nice par rapport aux caractéristiques thermiques de MCP ( $TM_{mcp}$ ,  $LA_{mcp}$ ,  $ep_{mcp}$ , et  $\lambda_{mcp}$ ) optimisées à partir de l'optimisation de quatre et trois mois pendant la saison froide.

Résultats optimisés	$LA_{mcp}$ , J/kg	$\lambda_{mcp}$ , W/m.K	$TM_{mcp}$ , °C	$ep_{mcp}$ , cm	Besoins chauffage, kW.h/m <sup>2</sup> /1 an
Nice :	40000	1	$TM_{4 \text{ mois}}$	15	4,286
4 mois ( $TM_{mcp} = 32.8$ °C, $LA_{mcp} = 40000$ J/kg, $ep_{mcp}$ $= 15$ cm, $\lambda_{mcp} = 1$ )	40000	1	$TM_{3 \text{ mois}}$	15	4,299
3 mois ( $TM_{mcp} = 32.10$ °C, $LA_{mcp} = 40000$ J/kg, $ep_{mcp}$ $= 15$ cm, $\lambda_{mcp} = 1$ )	40000	1	$\frac{TM_{4 \text{ mois}} + TM_{3 \text{ mois}}}{2}$	15	4,286

# Bibliographie

- [1] Une technique à redécouvrir : Le mur Trombe : FFB, . URL [http://www.ffbatiment.fr/federation-francaise-du-batiment/laffb/mediatheque/batimetiers.html?ID\\_ARTICLE=941](http://www.ffbatiment.fr/federation-francaise-du-batiment/laffb/mediatheque/batimetiers.html?ID_ARTICLE=941).
- [2] Marwa Dabaieh and Ahmed Elbably. Ventilated Trombe wall as a passive solar heating and cooling retrofitting approach ; a low-tech design for off-grid settlements in semi-arid climates. *Solar Energy*, 122 :820–833, December 2015. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/j.solener.2015.10.005.
- [3] Luca Buzzoni, Roberto Dall’Olio, and Marco Spiga. Energy analysis of a passive solar system. *Revue Générale de Thermique*, 37(5) :411 – 416, 1998. ISSN 0035-3159. doi : [https://doi.org/10.1016/S0035-3159\(98\)80102-5](https://doi.org/10.1016/S0035-3159(98)80102-5).
- [4] A. A. Hassanain, E. M. Hokam, and T. K. Mallick. Effect of solar storage wall on the passive solar heating constructions. *Energy and Buildings*, 43(2) :737 – 747, 2011. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.11.020>.
- [5] Dengjia Wang, Yanfeng Liu, Jing Jiang, and Jiaping Liu. The Optimized Matching of Passive Solar Energy supply and Classroom Thermal Demand of Rural Primary and Secondary School in Northwest China. *Procedia Engineering*, 121 :1089 – 1095, 2015. ISSN 1877-7058. doi : <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.09.106>.
- [6] Hoy-Yen Chan, Saffa B. Riffat, and Jie Zhu. Review of passive solar heating and cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(2) :781 – 789, 2010. ISSN 1364-0321. doi : <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.030>.
- [7] Hanan M. Taleb. Using passive cooling strategies to improve thermal performance and reduce energy consumption of residential buildings in U.A.E. buildings. *Frontiers of Architectural Research*, 3(2) :154 – 165, 2014. ISSN 2095-2635. doi : <https://doi.org/10.1016/j.foar.2014.01.002>.

- [8] M. Santamouris, A. Argiriou, and M. Vallindras. Design and operation of a low energy consumption passive solar agricultural greenhouse. *Solar Energy*, 52(5) :371 – 378, 1994. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90114-H](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90114-H).
- [9] A. Castell, I. Martorell, M. Medrano, G. Pérez, and L. F. Cabeza. Experimental study of using PCM in brick constructive solutions for passive cooling. *Energy and Buildings*, 42(4) :534 – 540, 2010. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.022>.
- [10] Vineet Veer Tyagi and D. Buddhi. PCM thermal storage in buildings : A state of art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(6) :1146 – 1166, 2007. ISSN 1364-0321. doi : <https://doi.org/10.1016/j.rser.2005.10.002>.
- [11] John Rekstad, Michaela Meir, Espen Murtnes, and Aylin Dursun. A comparison of the energy consumption in two passive houses, one with a solar heating system and one with an air–water heat pump. *Energy and Buildings*, 96 :149 – 161, 2015. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.02.059>.
- [12] Suresh B. Sadineni, Srikanth Madala, and Robert F. Boehm. Passive building energy savings : A review of building envelope components. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8) :3617 – 3631, 2011. ISSN 1364-0321. doi : <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.014>.
- [13] R. Ben Yedder and E. Bilgen. Natural convection and conduction in Trombe wall systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(4) :1237 – 1248, 1991. ISSN 0017-9310. doi : [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90032-A](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90032-A).
- [14] W. Smolec and A. Thomas. Theoretical and experimental investigations of heat transfer in a trombe wall. *Energy Conversion and Management*, 34(5) :385 – 400, 1993. ISSN 0196-8904. doi : [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(93\)90089-S](https://doi.org/10.1016/0196-8904(93)90089-S).
- [15] D. M. Utzinger, S. A. Klein, and J. W. Mitchell. The effect of air flow rate in collector-storage walls. *Solar Energy*, 25(6) :511 – 519, 1980. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(80\)90083-3](https://doi.org/10.1016/0038-092X(80)90083-3).
- [16] Francesco Fiorito. Trombe Walls for Lightweight Buildings in Temperate and Hot Climates. Exploring the Use of Phase-change Materials for Performances Improvement. *Energy Procedia*, 30 :1110 – 1119, 2012. ISSN 1876-6102. doi : <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.11.124>.

- [17] Alvaro de Gracia and Luisa F. Cabeza. Phase change materials and thermal energy storage for buildings. *Energy and Buildings*, 103 :414 – 419, 2015. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.06.007>.
- [18] Guobing Zhou and Mengmeng Pang. Experimental investigations on thermal performance of phase change material – Trombe wall system enhanced by delta winglet vortex generators. *Energy*, 93 :758 – 769, 2015. ISSN 0360-5442. doi : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.096>.
- [19] Atul Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(2) :318 – 345, 2009. ISSN 1364-0321. doi : <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005>.
- [20] C.J. Swet. Phase change storage in passive solar architecture. *Proc. Annu. Meet. - Am. Sect. Int. Sol. Energy Soc. ; (United States)*.
- [21] A. A. Ghoneim, S. A. Klein, and J. A. Duffie. Analysis of collector-storage building walls using phase-change materials. *Solar Energy*, 47(3) :237 – 242, 1991. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(91\)90084-A](https://doi.org/10.1016/0038-092X(91)90084-A).
- [22] U. Stritih and P. Novak. Solar heat storage wall for building ventilation. *Renewable Energy*, 8(1) :268 – 271, 1996. ISSN 0960-1481. doi : [https://doi.org/10.1016/0960-1481\(96\)88860-4](https://doi.org/10.1016/0960-1481(96)88860-4).
- [23] Z. Zrikem and E. Bilgen. Theoretical study of a composite Trombe-Michel wall solar collector system. *Solar Energy*, 39(5) :409 – 419, 1987. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(87\)80059-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(87)80059-2).
- [24] Jibao Shen, Stéphane Lassue, Laurent Zalewski, and Dezhong Huang. Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls. *Energy and Buildings*, 39(8) :962 – 974, 2007. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.11.003>.
- [25] L. Zalewski, M. Chantant, S. Lassue, and B. Duthoit. Experimental thermal study of a solar wall of composite type. *Energy and Buildings*, 25(1) :7 – 18, 1997. ISSN 0378-7788. doi : [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(96\)00974-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(96)00974-7).
- [26] Laurent Zalewski, Annabelle Joulin, Stéphane Lassue, Yvan Dutil, and Daniel Rousse. Experimental study of small-scale solar wall integrating phase change material. *Solar*

- Energy*, 86(1) :208 – 219, 2012. ISSN 0038-092X. doi : <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.09.026>.
- [27] Enghok Leang, Pierre Tittlein, Laurent Zalewski, and Stéphane Lassue. Numerical study of a composite Trombe solar wall integrating microencapsulated PCM. *Energy Procedia*, 122 :1009 – 1014, 2017. ISSN 1876-6102. doi : <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.467>.
- [28] Kashif Irshad, Khairul Habib, and Nagarajan Thirumalaiswamy. Performance Evaluation of PV-trombe Wall for Sustainable Building Development. *Procedia CIRP*, 26 : 624 – 629, 2015. ISSN 2212-8271. doi : <https://doi.org/10.1016/j.procir.2014.07.116>.
- [29] Kashif Irshad, Khairul Habib, and Nagarajan Thirumalaiswamy. Energy and Cost Analysis of Photo Voltaic Trombe Wall System in Tropical Climate. *Energy Procedia*, 50 :71 – 78, 2014. ISSN 1876-6102. doi : <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.06.009>.
- [30] Ji Jie, Yi Hua, Pei Gang, Jiang Bin, and He Wei. Study of PV-Trombe wall assisted with DC fan. *Building and Environment*, 42(10) :3529 – 3539, 2007. ISSN 0360-1323. doi : <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.10.038>.
- [31] Ji Jie, Yi Hua, He Wei, Pei Gang, Lu Jianping, and Jiang Bin. Modeling of a novel Trombe wall with PV cells. *Building and Environment*, 42(3) :1544 – 1552, 2007. ISSN 0360-1323. doi : <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.01.005>.
- [32] Firehun Taffesse, Ashu Verma, Sugandha Singh, and G. N. Tiwari. Periodic modeling of semi-transparent photovoltaic thermal-trombe wall (SPVT-TW). *Solar Energy*, 135 : 265 – 273, 2016. ISSN 0038-092X. doi : <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.05.044>.
- [33] Basak Kundakci Koyunbaba and Zerrin Yilmaz. The comparison of Trombe wall systems with single glass, double glass and PV panels. *Renewable Energy*, 45 :111 – 118, 2012. ISSN 0960-1481. doi : <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.02.026>.
- [34] Basak Kundakci Koyunbaba, Zerrin Yilmaz, and Koray Ulgen. An approach for energy modeling of a building integrated photovoltaic (BIPV) Trombe wall system. *Energy and Buildings*, 67 :680 – 688, 2013. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.06.031>.
- [35] Bin Jiang, Jie Ji, and Hua Yi. The influence of PV coverage ratio on thermal and electrical performance of photovoltaic-Trombe wall. *Renewable Energy*, 33(11) :2491 – 2498, 2008. ISSN 0960-1481. doi : <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.02.001>.

- [36] Samar Jaber and Salman Ajib. Optimum design of Trombe wall system in mediterranean region. *Solar Energy*, 85(9) :1891 – 1898, 2011. ISSN 0038-092X. doi : <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.04.025>.
- [37] Abraham Yezioro. A knowledge based CAAD system for passive solar architecture. *Renewable Energy*, 34(3) :769 – 779, 2009. ISSN 0960-1481. doi : <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.04.008>.
- [38] Ana Briga-Sá, José Boaventura-Cunha, João-Carlos Lanzinha, and Anabela Paiva. Experimental and analytical approach on the Trombe wall thermal performance parameters characterization. *Energy and Buildings*, 150 :262 – 280, 2017. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.06.018>.
- [39] Victor H. Hernández Gómez, David Morillón Gálvez, and José L. Fernández Zayas. Design recommendations for heat discharge systems in walls. *Applied Thermal Engineering*, 30(13) :1616 – 1620, 2010. ISSN 1359-4311. doi : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.03.019>.
- [40] K. Hami, B. Draoui, and O. Hami. The thermal performances of a solar wall. *Energy*, 39 (1) :11 – 16, 2012. ISSN 0360-5442. doi : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.10.017>.
- [41] Guohui Gan. A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 27(1) :37 – 43, 1998. ISSN 0378-7788. doi : [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(97\)00024-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(97)00024-8).
- [42] Francesca Stazi, Alessio Mastrucci, and Costanzo di Perna. The behaviour of solar walls in residential buildings with different insulation levels : An experimental and numerical study. *Energy and Buildings*, 47 :217 – 229, 2012. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.11.039>.
- [43] L. Zalewski, S. Lassue, B. Duthoit, and M. Butez. Study of solar walls — validating a simulation model. *Building and Environment*, 37(1) :109 – 121, 2002. ISSN 0360-1323. doi : [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(00\)00072-X](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(00)00072-X).
- [44] Jie Ji, ChengLong Luo, Wei Sun, HanCheng Yu, Wei He, and Gang Pei. An improved approach for the application of Trombe wall system to building construction with selective thermo-insulation façades. *Chinese Science Bulletin*, 54(11) :1949–1956, June 2009. ISSN 1861-9541. doi : [10.1007/s11434-009-0353-6](https://doi.org/10.1007/s11434-009-0353-6).

- [45] Amina Fares. The Effect of Changing Trombe Wall Component on the Thermal Load. *Energy Procedia*, 19 :47 – 54, 2012. ISSN 1876-6102. doi : <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.05.181>.
- [46] Omidreza Saadatian, K. Sopian, C. H. Lim, Nilofar Asim, and M. Y. Sulaiman. Trombe walls : A review of opportunities and challenges in research and development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8) :6340 – 6351, 2012. ISSN 1364-0321. doi : <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.06.032>.
- [47] Frank Dagostino and Joseph B Wujek. *Mechanical and Electrical Systems in Architecture, Engineering and Construction*. Prentice Hall, 2010.
- [48] Zhongting Hu, Wei He, Jie Ji, and Shengyao Zhang. A review on the application of Trombe wall system in buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70 :976 – 987, 2017. ISSN 1364-0321. doi : <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.003>.
- [49] Amar M. Khudhair and Mohammed M. Farid. A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials. *Energy Conversion and Management*, 45(2) :263 – 275, 2004. ISSN 0196-8904. doi : [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00131-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00131-6).
- [50] Yvan Dutil, Daniel Rousse, Stéphane Lassue, Laurent Zalewski, Annabelle Joulin, Joseph Virgone, Frédéric Kuznik, Kevyn Johannes, Jean-Pierre Dumas, Jean-Pierre Bédécarrats, Albert Castell, and Luisa F. Cabeza. Modeling phase change materials behavior in building applications : Comments on material characterization and model validation. *Renewable Energy*, 61 :132 – 135, 2014. ISSN 0960-1481. doi : <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.10.027>.
- [51] Bourdeau, L. Utilisation d’un matériau à changement de phase dans un mur Trombe sans thermocirculation. *Rev. Phys. Appl. (Paris)*, 17(9) :633–642, 1982. doi : 10.1051/rphysap:01982001709063300.
- [52] Junji Onishi, Haruo Soeda, and Minoru Mizuno. Numerical study on a low energy architecture based upon distributed heat storage system. *Renewable Energy*, 22(1) :61 – 66, 2001. ISSN 0960-1481. doi : [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(00\)00049-5](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(00)00049-5).
- [53] Abdul Jabbar N. Khalifa and Ehsan F. Abbas. A comparative performance study of some thermal storage materials used for solar space heating. *Energy and Buildings*, 41 (4) :407 – 415, 2009. ISSN 0378-7788. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.11.005>.

- [54] Yusuf Ali Kara and Aslihan Kurnuç. Performance of coupled novel triple glass unit and pcm wall. *Applied Thermal Engineering*, 35 :243 – 246, 2012. ISSN 1359-4311. doi : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.033>.
- [55] Yongcai Li and Shuli Liu. Experimental study on thermal performance of a solar chimney combined with PCM. *Applied Energy*, 114 :172 – 178, 2014. ISSN 0306-2619. doi : <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.022>.
- [56] Michael Wetter, Marco Bonvini, Thierry S. Noudui, Wei Tian, and Wangda Zuo. Modica buildings library 2.0. International Building Performance Simulation Association.
- [57] Ruben Baetens, Roel De Coninck, Filip Jorissen, Damien Picard, L Helsen, and Dirk Saelens. OpenIDEAS - an open framework for integrated district energy simulations.
- [58] Pierre Tittlein, Stéphane Gibout, Erwin Franquet, Kevyn Johannes, Laurent Zalewski, Frédéric Kuznik, Jean-Pierre Dumas, Stéphane Lassue, Jean-Pierre Bédécarrats, and Damien David. Simulation of the thermal and energy behaviour of a composite material containing encapsulated-PCM : Influence of the thermodynamical modelling. *Applied Energy*, 140 :269 – 274, 2015. ISSN 0306-2619. doi : <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.11.055>.
- [59] Erwin Franquet, Stéphane Gibout, Pierre Tittlein, Laurent Zalewski, and Jean-Pierre Dumas. Experimental and theoretical analysis of a cement mortar containing microencapsulated PCM. *Applied Thermal Engineering*, 73(1) :32 – 40, 2014. ISSN 1359-4311. doi : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.053>.
- [60] Jean-Pierre DUMAS. *Stockage du froid par chaleur latente*. Ed. Techniques Ingénieur, 2002.
- [61] Harald Mehling and Luisa F Cabeza. *Heat and cold storage with PCM*. Springer, 2008.
- [62] A. Abhat and T. Q. Huy. Heat and mass transfer considerations in a thermochemical-energy storage system based on solid-gas reactions. *Solar Energy*, 30(2) :93 – 98, 1983. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(83\)90199-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90199-8).
- [63] A. Abhat. Low temperature latent heat thermal energy storage : Heat storage materials. *Solar Energy*, 30(4) :313 – 332, 1983. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(83\)90186-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90186-X). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X8390186X>.

- [64] P. Schossig, H.-M. Henning, S. Gschwander, and T. Haussmann. Micro-encapsulated phase-change materials integrated into construction materials. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 89(2) :297 – 306, 2005. ISSN 0927-0248. doi : <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2005.01.017>.
- [65] Nihal Sarier and Emel Onder. The manufacture of microencapsulated phase change materials suitable for the design of thermally enhanced fabrics. *Thermochimica Acta*, 452(2) :149 – 160, 2007. ISSN 0040-6031. doi : <https://doi.org/10.1016/j.tca.2006.08.002>.
- [66] Annabelle Joulin, Laurent Zalewski, Stéphane Lassue, and Hassane Naji. Experimental investigation of thermal characteristics of a mortar with or without a micro-encapsulated phase change material. *Applied Thermal Engineering*, 66(1) :171 – 180, 2014. ISSN 1359-4311. doi : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.027>.
- [67] William Maréchal. *Utilisation de méthodes inverses pour la caractérisation de matériaux à changement de phase (MCP)*. PhD thesis, Pau, 2014.
- [68] Overview, . URL <https://simulationresearch.lbl.gov/GO/overview.html>.
- [69] Michael Wetter. Simulation Research Group Building Technologies Department Environmental Energy Technologies Division Lawrence Berkeley National Laboratory Berkeley, CA 94720. page 109.
- [70] Jessica Giro-Paloma, Gerard Oncins, Camila Barreneche, Mònica Martínez, A. Inés Fernández, and Luisa F. Cabeza. Physico-chemical and mechanical properties of microencapsulated phase change material. *Applied Energy*, 109 :441 – 448, 2013. ISSN 0306-2619. doi : <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.007>.
- [71] Laurent Zalewski. *Etude thermique expérimentale et simulation numérique d'un mur solaire composite. Optimisation des performances énergétiques*. PhD thesis, 1996.
- [72] IEA EBC Annex 60, . URL <https://simulationresearch.lbl.gov/iea-annex60/>.
- [73] AixLib : A Modelica model library for building performance simulations, August 2018. URL <https://github.com/RWTH-EBC/AixLib>. original-date : 2014-07-10T08 :04 :06Z.
- [74] modelica-ibpsa : Modelica library for building and district energy systems developed within IBPSA Project 1, August 2018. original-date : 2013-09-21T05 :49 :03Z.
- [75] Home, . URL <http://www.eit.uni-kl.de/atplus/home/>.

- [76] ATplus : Free library for Building Simulation and Building Control, fuzzy control library included. (unlicensed), January 2015. original-date : 2013-04-17T08 :25 :24Z.
- [77] Modelica Buildings library, . URL <http://simulationresearch.lbl.gov/modelica/>.
- [78] modelica-buildings : Modelica Buildings library, August 2018. original-date : 2013-03-03T16 :36 :03Z.
- [79] BuildingSystems, . URL <https://modelica-buildingsystems.de/>.
- [80] Modelica BuildingSystems library, August 2018. URL <https://github.com/UdK-VPT/BuildingSystems>. original-date : 2015-11-09T09 :17 :44Z.
- [81] BuildSysPro open source : EDF’s Modelica library for buildings, districts and energy systems modelling, June 2018. URL <https://github.com/edf-enerbat/BuildSysPro>. original-date : 2016-01-29T12 :43 :53Z.
- [82] IDEAS : Modelica library allowing simultaneous transient simulation of thermal and electrical systems at both building and feeder level, August 2018. URL <https://github.com/open-ideas/IDEAS>. original-date : 2014-02-18T13 :02 :55Z.
- [83] Michael Wetter. Modelica-based modelling and simulation to support research and development in building energy and control systems. *Journal of Building Performance Simulation*, 2(2) :143–161, June 2009. ISSN 1940-1493. doi : 10.1080/19401490902818259.
- [84] Michael Wetter, Wangda Zuo, Thierry S. Noudui, and Xiufeng Pang. Modelica Buildings library. *Journal of Building Performance Simulation*, 7(4) :253–270, July 2014. ISSN 1940-1493, 1940-1507. doi : 10.1080/19401493.2013.765506.
- [85] Wangda Zuo, Michael Wetter, Wei Tian, Dan Li, Mingang Jin, and Qingyan Chen. Coupling indoor airflow, HVAC, control and building envelope heat transfer in the Modelica Buildings library. *Journal of Building Performance Simulation*, 9(4) :366–381, 2016. doi : 10.1080/19401493.2015.1062557.
- [86] William S. Dols and Brian J. Polidoro. CONTAM User Guide and Program Documentation Version 3.2. *Technical Note (NIST TN) - 1887*, (1), April 2015. doi : <http://dx.doi.org/10.1002/https://dx.doi.org/10.6028/NIST.TN.1887>.
- [87] For the Public Good | Windows and Daylighting, . URL <https://windows.lbl.gov/public-good>.

- [88] E. M. Sparrow, J. W. Ramsey, and E. A. Mass. Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about an inclined rectangular plate. *Journal of Heat Transfer*, 101(2) : 199–204. ISSN 0022-1481. doi : 10.1115/1.3450946.
- [89] K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby, and L. Konicek. Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers. *Journal of Heat Transfer*, 98(2) :189–193, May 1976. ISSN 0022-1481. doi : 10.1115/1.3450517.
- [90] H. Buchberg, I. Catton, and D. K. Edwards. Natural Convection in Enclosed Spaces—A Review of Application to Solar Energy Collection. *Journal of Heat Transfer*, 98(2) : 182–188, May 1976. ISSN 0022-1481. doi : 10.1115/1.3450516.
- [91] Stuart W. Churchill and Humbert H. S. Chu. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(11) :1323 – 1329, 1975. ISSN 0017-9310. doi : [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4).
- [92] IE Idel’Cik. Memento des pertes de charge. *Collection de la Direction des Etudes et Recherches d’Electricite de France, Paris : Eyrolles, 1969*, 1969.
- [93] Williams H McAdams. Heat transmission. Technical report, 1954.
- [94] Arrêté du 24 mars 1982 relatif à l’aération des logements. page 4, . URL <https://www.legifrance.gouv.fr/affichTexte.do?cidTexte=JORFTEXT000000862344&categorieLien=id>.
- [95] Weather Data by Location | EnergyPlus, . URL [https://energyplus.net/weather-location/europe\\_wmo\\_region\\_6/FRA//FRA\\_Paris.Orly.071490\\_IWEC](https://energyplus.net/weather-location/europe_wmo_region_6/FRA//FRA_Paris.Orly.071490_IWEC).
- [96] La norme NBN EN 15251 :2007 : Critères d’ambiance intérieure, . URL <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=18183>.
- [97] Kathryn J. McCartney and J. Fergus Nicol. Developing an adaptive control algorithm for Europe. *Energy and Buildings*, 34(6) :623 – 635, 2002. ISSN 0378-7788. doi : [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00013-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00013-0).
- [98] W. C. Swinbank. Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89(381) :339–348, 1963. ISSN 1477-870X. doi : 10.1002/qj.49708938105.
- [99] M. Daguinet. *Les Séchoirs solaires : théorie et pratique*. UNESCO, 1985. ISBN 978-92-3-202375-9. URL [https://books.google.fr/books?id=wy\\_sSAAACAAJ](https://books.google.fr/books?id=wy_sSAAACAAJ).

- [100] M.K. Fuentes. A simplified thermal model for flat-plate photovoltaic arrays.
- [101] A.F Mills. Heat and mass transfer. Technical report, 1995.
- [102] Paul Berdahl and Richard Fromberg. The thermal radiance of clear skies. *Solar Energy*, 29(4) :299 – 314, 1982. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(82\)90245-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(82)90245-6).
- [103] Melchor Centeno. New formulae for the equivalent night sky emissivity. *Solar Energy*, 28(6) :489 – 498, 1982. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(82\)90320-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(82)90320-6).
- [104] Marc Aubinet. Longwave sky radiation parametrizations. *Solar Energy*, 53(2) :147 – 154, 1994. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90475-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90475-8).
- [105] L. Adelard, F. Pignolet-Tardan, T. Mara, P. Lauret, F. Garde, and H. Boyer. Sky temperature modelisation and applications in building simulation. *Renewable Energy*, 15(1) :418 – 430, 1998. ISSN 0960-1481. doi : [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(98\)00198-0](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(98)00198-0).
- [106] Salem Algarni and PE Darin Nutter PhD. Survey of sky effective temperature models applicable to building envelope radiant heat transfer. *ASHRAE Transactions*, 121 : 351, 2015.
- [107] X. Berger, D. Buriot, and F. Garnier. About the equivalent radiative temperature for clear skies. *Solar Energy*, 32(6) :725 – 733, 1984. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(84\)90247-0](https://doi.org/10.1016/0038-092X(84)90247-0).
- [108] Runsheng Tang, Y. Etzion, and I. A. Meir. Estimates of clear night sky emissivity in the Negev Highlands, Israel. *Energy Conversion and Management*, 45(11) :1831 – 1843, 2004. ISSN 0196-8904. doi : <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.09.033>.
- [109] Paul Berdahl and Marlo Martin. Emissivity of clear skies. *Solar Energy*, 32(5) :663 – 664, 1984. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(84\)90144-0](https://doi.org/10.1016/0038-092X(84)90144-0).
- [110] Raymond W. Bliss. Atmospheric radiation near the surface of the ground : A summary for engineers. *Solar Energy*, 5(3) :103 – 120, 1961. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(61\)90053-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(61)90053-6).
- [111] Bing Chen, D Clark, John Maloney, W Mei, and John Kasher. Measurement of night sky emissivity in determining radiant cooling from cool storage roofs and roof ponds.

In *Proceedings of the National Passive Solar Conference*, volume 20, pages 310–313. AMERICAN SOLAR ENERGY SOCIETY INC, 1995.

- [112] BING CHEN, JOHN KASHER, John Maloney, GIRGIS A. GIRGIS, and DAVID CLARK. Determination of the clear sky emissivity for use in cool storage roof and roof pond applications.
- [113] Gene Clark and Chester Allen. The estimation of atmospheric radiation for clear and cloudy skies. In *Proc. 2nd National Passive Solar Conference (AS/ISES)*, pages 675–678, 1978.
- [114] G Clark, F Loxsom, C Allen, and CH Treat. Assessment of passive cooling rates and applications in the united states. Technical report, Trinity Univ., San Antonio, TX (USA), 1985.
- [115] Anders Knutsson Ångström. *A study of the radiation of the atmosphere : based upon observations of the nocturnal radiation during expeditions to Algeria and to California*, volume 65. Smithsonian Institution, 1915.
- [116] PK Raman. Heat radiation from the clear atmosphere at night. In *Proceedings of the Indian Academy of Sciences-Section A*, volume 1, pages 815–821. Springer, 1935.
- [117] Sherwood B. Idso. On the systematic nature of diurnal patterns of differences between calculations and measurements of clear sky atmospheric thermal radiation. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 107(453) :737–741, 1981. ISSN 1477-870X. doi : 10.1002/qj.49710745317. URL <https://rmets.onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/qj.49710745317>.
- [118] Fritz Kasten and Gerhard Czeplak. Solar and terrestrial radiation dependent on the amount and type of cloud. *Solar Energy*, 24(2) :177 – 189, 1980. ISSN 0038-092X. doi : [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(80\)90391-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(80)90391-6).
- [119] H. P. Garg and Richard B. Bannerot. Treatise on Solar Energy, Volume I : Fundamentals of Solar Energy. *Journal of Solar Energy Engineering*, 105(4) :469–469, November 1983. ISSN 0199-6231. doi : 10.1115/1.3266415.
- [120] Austin Whillier. Design factors influencing solar collector performance. *Low Temperature Engineering Application of Solar Energy*, pages 27–40, 1967.
- [121] J. A. Palyvos. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling. *Applied Thermal Engineering*, 28(8) :801 – 808, 2008. ISSN 1359-4311. doi : <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.005>.

- [122] George N Walton. Thermal analysis research program reference manual. *National Bureau of Standards, March, 1983.*
- [123] GN Walton. Passive solar extension of the building loads analysis and system thermodynamics (blast) program. *United States Army Construction Engineering Research Laboratory, Champaign, IL, 40 :41, 1981.*
- [124] ASHRAE Handbook et al. Fundamentals. *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 111, 2001.*
- [125] Anémomètre-girouette Vantage Pro - 6410 - Davis Instruments, . URL <https://www.meteo-shopping.fr/Station-meteo/Anemometre-girouette-Vantage-Pro-6410-Davis-Instruments>.