



Système intégré de rafraîchissement d'air pour le bâtiment à base de matériaux à changement de phase

Fabien Rouault

► To cite this version:

Fabien Rouault. Système intégré de rafraîchissement d'air pour le bâtiment à base de matériaux à changement de phase. Génie des procédés. École Nationale Supérieure des Arts et Métiers, 2014. Français. ⟨NNT : 2014ENAM0009⟩. ⟨tel-01127381⟩

HAL Id: tel-01127381

<https://pastel.hal.science/tel-01127381v1>

Submitted on 7 Mar 2015

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.



HAL Authorization

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Énergétique"

présentée et soutenue publiquement par

Fabien ROUAULT

le 10 avril 2014

**Système intégré de rafraîchissement d'air pour le bâtiment
à base de matériaux à changement de phase**

Directeur de thèse : **Jean-Pierre NADEAU**

Co-encadrement de la thèse : **Denis BRUNEAU**

Jury

M. Patrick SALAGNAC, Professeur, LASIE, Université de la Rochelle
M. Jean-Pierre BEDECARRATS, Professeur, LATEP, Université de Pau et des pays de l'Adour
M. Frédéric KUZNIK, Maître de Conférences HDR, CETHIL, INSA Lyon
M. Leonardo VEAS, Professeur, Escuela de construccion civil, Pontificia Universidad Catolica de Chile
M. Jean-Pierre NADEAU, Professeur, I2M, Arts et Métiers ParisTech
M. Denis BRUNEAU, Maître de Conférences HDR, I2M, Arts et Métiers ParisTech
M. Patrick SEBASTIAN, Maître de Conférences HDR, I2M, Université de Bordeaux
M. Philippe LAGIERE, Maître de Conférences, I2M, Université de Bordeaux et Nobatek
M. Jérôme Lopez, Docteur, Responsable du pôle efficacité énergétique, Nobatek

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

Remerciements

Dernière page rédigée sur ce mémoire mais non des moindres car elle conclue ces trois années de travail qui n'auraient pas été possibles sans le soutien de nombreuses personnes. Avec ces quelques mots, j'aimerais leur rendre toute ma gratitude.

Cette thèse a été financée sous convention CIFRE. Je tiens donc à remercier en premier lieu les représentants des deux entités qui m'ont accueilli : MM. Eric ARQUIS, directeur du laboratoire I2M et Jacques TORTOS, directeur du centre de ressources technologiques NOBATEK. Cette dualité public/privé m'a apporté différents points de vue pour mener à bien ce projet de recherche.

Je remercie les membres du jury qui ont évalué mon travail avec justesse et intérêt : les deux rapporteurs, MM. Jean-Pierre BEDECARRATS et Frédéric KUZINIK pour l'attention qu'ils ont portée à mon mémoire et pour leurs remarques précises et constructives ; M. Patrick SALAGNAC d'avoir présidé le jury et M. Leonardo VEAS.

Je tiens également à remercier mes encadrants : mon directeur de thèse, Jean-Pierre NADEAU pour sa rigueur et son soutien jusqu'au dernier moment ; Denis BRUNEAU qui fut le premier à croire en mes capacités pour cette thèse. Patrick SEBASTIAN pour les réponses aux nombreuses questions que j'ai pu me poser et les pauses café/clopes très enrichissantes.

Du côté de Nobatek, je remercie : Philippe LAGIERE, responsable scientifique, pour la confiance et l'autonomie qu'il m'a donnée pour le développement de ce système ; Jérôme LOPEZ, responsable du pôle énergétique pour m'avoir intégré dans son équipe ; Christophe pour son suivi des derniers instants ; l'équipe de Talence Isabelle, Théophile, Romain, Julie, Aurélien, Audrey, Marie, Jérôme L., David, Maria, Saed, Sébastien, Jérémie (et son grain de folie), Julien et Stéphanie pour leur bonne humeur et de m'avoir apporté leurs connaissances et leur expérience de la construction durable et sur bien d'autres sujets.

Du côté du labo, je remercie les collègues pour leur accueil et leur solidarité dans les durs moments de la rédaction : Stéphanie, Estefania, Nisrine, Ernesto, Antonio, Mehdi, Youssef, Mehrez, Hugo ; Jean-Luc pour ses conseils et m'avoir communiqué sa passion du MCP ; Alain, Serge et Dimitri pour leur aide et leur savoir-faire dans la fabrication des prototypes ; Dominique DENUX de l'ICMCB pour son expertise en DSC.

Je remercie également les stagiaires qui ont travaillé sur la conception des prototypes et les essais expérimentaux : Cesar, Jonas, Florian, Louis-Michel, Alfonso, Covadonga, Girardo.

Je remercie les amis bordelais (d'adoption ou de souche) pour les moments de détente sous la douceur bordelaise : la famille Rodriguez Ruiz, Cécile, Audrey, Julie, Antoine et surtout Julien G. Tu m'as vendu du rêve sur Napevomo (dreamseller.com !), ça s'est concrétisé avec une thèse. J'espère que nos prochains projets se concrétiseront aussi bien voire mieux.

Je remercie particulièrement ma famille : mes parents André et Marie-Christine et mes deux grands frères Vincent et Frédéric pour leur soutien infaillible, leur enseignement de la persévérance et de l'humilité et leur amour pudique.

Enfin, je remercie ma collègue, ma meilleure amie, mon amour, mi mitad de naranja, ma femme, Claudia pour son amour, son soutien, ses encouragements, ses corrections et sa touche féminine dans la mise en page. Cette thèse marque le point final d'un chapitre de notre vie commune riche en péripéties. Je suis très heureux d'ouvrir prochainement une nouvelle page blanche dans ce pays qui est le tien.

Sommaire

Nomenclature	VII
Table des figures	XI
Table des tableaux	XX
Introduction Générale	1
Chapitre 1 : Contexte et intérêt de l'étude.....	3
1.1 Contexte.....	4
1.2 La RT 2012 et les certifications : vers des solutions passives à basse consommation	6
1.2.1 La sur-ventilation nocturne naturelle ou mécanique.....	10
1.2.2 Rafraîchissement évaporatif	11
1.2.3 Les puits climatiques et le geocooling	11
1.3 Une utilisation de système de refroidissement restreinte	13
1.3.1 La climatisation	14
1.3.2 La pompe à chaleur	17
1.4 Opportunités de développement technologique vers des solutions alternatives	20
1.5 Plan de thèse	22
Chapitre 2 : Etat de l'art des systèmes air/Matériaux à Changement de Phase (MCP) pour le bâtiment	25
2.1 Etat de l'art à l'échelle du MCP	26
2.1.1 MCP utilisés	26
2.1.2 Transferts thermiques dans les MCP	28
2.2 Etat de l'art à l'échelle du système et du bâtiment	29
2.2.1 Systèmes intégrés au réseau de ventilation	29
2.2.2 Les systèmes intégrés au local à rafraîchir	37
2.3 Synthèse et conclusions du chapitre 2	39
Chapitre 3 : Modélisation du comportement thermique d'un système de rafraîchissement d'air par changement de phase de MCP (Echangeur-stockeur air/MCP)	43
3.1 Introduction	44
3.2 Modèle thermique d'un échangeur-stockeur air/MCP	45
3.2.1 Bilan d'énergie et modélisation des transferts thermiques.....	45
3.2.2 Caractérisation du changement de phase	56
3.3 Modèle de co-simulation entre le bâtiment et le système de rafraîchissement.....	61
3.3.1 Stratégie de co-simulation choisie	61
3.3.2 Modélisation thermique de la maison NAPEVOMO	62
3.3.3 Pilotage du système	64
3.4 Synthèse du chapitre 3	67
Chapitre 4 : Analyse des résultats expérimentaux et Performances des outils de simulation	69

4.1	Validation du modèle thermique de l'échangeur-stockeur	70
4.1.1	Dispositif expérimental.....	70
4.1.2	Analyse des résultats expérimentaux du prototype n°1	72
4.1.3	Qualification des performances du modèle thermique	74
4.2	Validation de la co-simulation	87
4.2.1	Calage du modèle de STD	87
1.1.1.	Co-simulation NAPEVOMO/Echangeur-stockeur.....	90
4.3	Synthèse du chapitre 4	93
Chapitre 5	: Optimisation du système de rafraîchissement.....	97
5.1	Méthodes d'aides à la décision en conception	98
5.1.1	Méthode OIA : les fonctions d'acceptabilité.....	99
5.1.2	Méthode OIA : l'agrégation	100
5.2	Identification des objectifs de conception	100
5.2.1	Définitions des fonctions de service et contraintes.....	101
5.2.2	Définition des critères sélectionnés et monétisation.....	102
5.2.3	Besoin en confort du cas d'étude et performances du système actuel.....	106
5.3	Analyse multicritères du système	107
5.3.1	Variables de conception et de pilotage du système rafraîchissement	107
5.3.2	Résultats de l'optimisation	109
	Synthèse du chapitre 5	117
	Conclusion et perspectives	119
	Références	123
	Dissémination	131
	Annexes	135

Nomenclature

Chapitre 1

B	Besoin (kWh.m ²)		
C	Consommation (kWh.m ²)		
EC	Rafraîchissement évaporatif		
M	Inertie		
T	Température (°C)		
V	Ventilation nocturne		
Indices		Abréviations	
bio	Bioclimatique	ADEME	Agence de l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie
ch	Chauffage	AIE	Agence Internationale de l'Energie
ecl	Eclairage	COP	Coefficient de Performance
epmax	Energie primaire annuelle maximale	CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
ep	Energie primaire	CTA	Centrale de Traitement d'Air
fr	Refroidissement	ECS	Eau de Chauffage Sanitaire
ic	Intérieure conventionnelle	EER	Energy Efficiency Rate
ic _{réf}	Intérieure conventionnelle de	H&E	Habitat et Environnement
référence		HQE	Haute Qualité Environnementale
max	Maximal	I2M	Institut de Mécanique et d'Ingénierie
		IUT	Institute Universitaire de Technologie
		MCP	Matériau à Changement de Phase
		PAC	Pompe à Chaleur
		RT	Réglementation Thermique
		STD	Simulation Thermique Dynamique

Chapitre 2

c	Compacité (m ⁻¹)		
Cp	Chaleur spécifique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)		
L	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)		
m	Masse (kg)		
P	Puissance (W)		
Q _v	Débit volumique (m ³ .h ⁻¹)		
T	Température (°C)		
t	Temps (h)		
V	Volume (m ³)		
Symboles		Indices	
∅	Diamètre (m)	a	Air
		cycle	Durée de cycle
		ech	Echangeur-stockeur
		f	Changement de phase
		hyd	Hydraulique
		in	Entrée
		max-th	Maximale théorique
		mcp	Matériaux à changement de phase
		min	Minimal
		max	Maximal
		p	paroi de l'encapsulation réelle Réelle
Symboles grecs		Abréviations	
ε	Efficacité (-)	RT28 HC	Paraffine RT28HC fabriquée par Rubitherm
γ	Taux occupation du MCP dans l'échangeur stockeur		

Chapitre 3

A	Surface d'échange (m^2)
Cp	Chaleur spécifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
D	Diffusivité ($m^2.s^{-1}$)
e	Epaisseur (m)
g	Accélération gravitationnelle ($m.s^{-2}$)
h	Coefficient d'échange ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
H	Enthalpie (J.kg)
K	Coefficient de correction RT 2012 (-)
L _f	Chaleur latente ($kJ.kg^{-1}$)
l	Longueur de tube
Nu	Nombre de Nusselt (-)
p	Périmètre (m)
P	Pression (Pa)
Pr	Nombre de Prandtl (-)
q	Débit massique ($kg.s^{-1}$)
r	Rayon (m)
Ra	Nombre de Rayleigh (-)
Re	Nombre de Reynolds (-)
RS	Résistance thermique superficielle (-)
s	Position du front de fusion (m)
S	Section (m^2)
Ste	Nombre de Stefan (-)
t	Temps (s)
T	Température ($^{\circ}C$)
U	Vitesse de l'écoulement ($m.s^{-1}$)
v	Volume (m^3)
Y	Largeur de l'encapsulation (m)
Z	Hauteur de l'encapsulation (m)
X	Titre massique (-)

Symboles

Ø Diamètre (m)

Symboles grecs

α	absorptivité (-)
β	variation volumique du liquide (-)
δ	épaisseur de film de MCP fondu
λ	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
μ	viscosité dynamique ($Pa.s^{-1}$)
π	pi (-)
ρ	masse volumique ($kg.m^{-3}$)
σ	fraction volumique (-)
χ	facteur de correction (-)
ψ	cylindricité de la conduite (-)

Indices

a	Air
cai	Enveloppe de l'échangeur-stockeur
corr	Correction
conv	Convection
e	Extérieur du bâtiment
eff	Effectif
ext	Extérieur de l'enveloppe
f	Changement de phase
hyd	Hydraulique
hyst	Hystérésis
i	Intérieur
l	Phase liquide du MCP
la	Lame d'air
MCP	Matériaux à changement de phase
ON	Consigne de marche du système
OFF	Consigne d'arrêt du système
p	Surface d'échange de l'encapsulation
REG	Consigne de régénération
s	Phase solide du MCP
surf	Surfusion

Abréviations

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
BCVTB	Building Controls Virtual Test Bed
BLAST	Building Loads Analysis and Systems Thermodynamics
COMFIE	Programme STD
CYPE	Logiciel de STD utilisant Energy+
DOE-2	Programme STD
EPW	Energy Plus Weather data
MLE+	toolbox Matlab-Energy+
RT28 HC	Paraffine RT28HC fabriquée par Rubitherm
STD	Simulation Thermique Dynamique
TRNSYS	Transient System Simulation Tool
TYPE	Module de calcul TRNSY
Th-S	Règle de calcul RT2012 facteur de transmission solaire
Th-U	Règle de calcul RT2012 résistance thermique de la paroi

Chapitre 4

A	Surface (m^2)
B	Facteur de forme de la section de l'encapsulation (-)
Cp	Chaleur spécifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
h	Coefficient d'échange ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
p	Périmètre (m)
P	Puissance (W)
Q_v	Débit d'air ($m^3.h^{-1}$)
r	Valeur répliquée
S_i	Indice de sensibilité
S	Surface de la section transversale (m^2)
t	Temps
T	Température ($^{\circ}C$)
U	Vitesse de l'air ($m.s^{-1}$)
\bar{y}	Moyenne inter réplification
y	Sortie du modèle de simulation

Indices

a	Air
cool	Refroidissement
f	Changement de phase
h_3	Hauteur 2,3 m du plancher
in	Entrée du système
int	Intérieur du bâtiment
moy	Moyenne
out	Sortie du système
p	Paroi

Abréviations

DSC	Data Screening Calorimeter
LHTES	Latent Heat Thermal Energy Storage
PAC	Pompe à Chaleur
STD	Simulation Thermique Dynamique
TEHOR	Capteur de Température, Eclairage, Humidité et Occupation
VMC	Ventilation Mécanique Contrôlée

Symboles grecs

ε	Écart (%)
ρ	Densité ($kg.m^{-3}$)
χ	Facteur correctif (-)

Chapitre 5

E	Energie (J ou kWh)
f	Objectif de conception (-)
IPG	Indice de Performance Globale (-)
L	Longueur
m	Masse (kg)
N_y	Nombre de rangées
Δp	Pertes de charges (Pa)
P	Puissance (W)
Q_v	Débit d'air ($m^3.h^{-1}$)
s	Niveau de compromis (-)
t	Temps (s)
T	Température ($^{\circ}C$)
w	Facteur de préférence (-)
x	Variable de conception (-)
y	Variable d'observation (-)
Y	Largeur (m)
z	Variable d'interprétation (-)
Z	Hauteur (m)

Indices

a	Air
conf	Confort
cool	Rafraîchissement
ech	Echangeur
encomb	Encombrement
ext	Extérieur à la maison
i	Intérieur de l'encapsulation
int	Intérieur de la maison
j	Jour
OFF	Consigne d'arrêt
ON	consigne de mise en marche
ref	Référence
SH	Surface habitable
t	encapsulation

Abréviations

C	Contrainte
CES	Base de données de matériaux
CML	Méthode de calcul ACV
EER	Energy Efficiency Rate
FS	Fonction de service
GES	Gaz à Effet de Serre
GIEC	Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat
GWP	Global-Warming Potential
IPCC	Méthode de calcul ACV
UFE	Union Française de l'Electricité
OIA	Observation, Interprétation et Agrégation

Symboles grecs

η	rendement (-)
--------	---------------

Table des figures

Chapitre 1

Figure 1. 1 : Limites de température intérieure opérative hautes (lignes continues) et basses (pointillés) des bâtiment sans système mécanique de refroidissement (fonctionnement libre) pour différentes catégories de bâtiments en fonction de la moyenne glissante de la température extérieure	5
Figure 1. 2 : Casquette solaire mise en place dans la maison SUMBIOSI permettant de se protéger du soleil en été (a) et de profiter des apports solaires en hiver (b)	7
Figure 1. 3 : Schéma de principe d'une ventilation assistée par un mur végétalisé (selon (Noé21, 2012))	7
Figure 1. 4 : Photographie d'un riad marocain	7
Figure 1. 5 : Plages de confort suivant la vitesse de l'air à 0 m.s^{-1} (ligne continue) et $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ (tirets) sur le diagramme psychrométrique d'après(Certivéa, 2012)	9
Figure 1. 6 :Diagramme psychrométrique : limite de la zone de confort sans courant d'air (rouge), de la zone d'influence de la ventilation diurne à 2 m.s^{-1} (V orange) et de ventilation nocturne avec l'inertie thermique (M vert), de la zone d'influence du rafraîchissement évaporatif direct (ED tirets) et indirect (EI tirets –doubles points) d'après (Givoni, 1992)	9
Figure 1. 7 : Deux configurations principales de ventilation naturelle : ventilation unilatérale à gauche et ventilation transversale à droite d'après (Gratia et Herde, 2006).....	10
Figure 1. 8 : Schéma de principe de l'effet cheminée à gauche et de la tour à vent appelée Bagdir à droite..	11
Figure 1. 9 : Schéma de principe d'un rafraîchisseur par évaporation adiabatique directe	12
Figure 1. 10 : Schéma de principe d'un rafraîchisseur par évaporation adiabatique indirect avec une tour aéroréfrigérante d'après (Chlela, 2008).....	12
Figure 1. 11 : Photographie d'un puits climatique installé dans le Lycée Pape Clément à Pessac (33)	13
Figure 1. 12 : Principe de fonctionnement de puits géothermique ou geocooling d'après(Pahud et al., 2012)	13
Figure 1. 13 : Cartes de la répartition des zones climatiques sur le territoire français selon la RT 2012 (CSTB, 2011).....	14
Figure 1. 14 : Schéma de principe de fonctionnement d'un climatiseur.....	15
Figure 1. 15 : Répartition des surfaces climatisées par typologies d'usage à travers l'Union Européenne à partir des données de (Adnot et al., 2003)	16
Figure 1. 16 : Répartition des surfaces climatisées par types de technologie à travers l'Union Européenne à partir des données de (Adnot et al., 2003)	16
Figure 1. 17 : Impasse de Nice où chaque appartement est équipé d'un climatiseur mono-split (janvier 2013)	17

Figure 1. 18 : Schéma de principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur	18
Figure 1. 19 : Parts de marché par type de pompe à chaleur en 2003 pour la France	18
Figure 1. 20 : Photographie de la maison Napevomo	20
Figure 1. 21 : Photographie de la maison SUMBIOSI	20
Figure 1. 22 : Principe de fonctionnement du système de rafraîchissement d'air utilisant des MCP	21
Figure 1. 23 : Synoptique du plan de thèse	24

Chapitre 2

Figure 2. 1 : Organigramme de classification des MCP solide/liquide	26
Figure 2. 2 : Distribution des MCP en fonction de leur température de changement de phase	27
Figure 2. 3 : Distribution des MCP en fonction de leur chaleur latente de fusion	27
Figure 2. 4 : Evolution de la fusion de C16-C18 dans un plaque verticale de ratio B=10 (Zalba, 2002)	29
Figure 2. 5 : Evolution de la fusion dans une sphère étudié par Assis et al. (Assis et al., 2007) au dessus (RT27) et par Tan et al. (Tan et al., 2009) photographies du dessus (n-octadécane)	29
Figure 2. 6 : Photographies du prototype d'échangeur-stockeur propose par Arkar et al. (Arkar et al., 2007)	31
Figure 2. 7 : Schéma du procédé de fabrication de granules de MCP	32
Figure 2. 8 : Schéma du dispositif expérimental développé par Nagano et al. (Nagano et al., 2006)	32
Figure 2. 9 : Photographie d'un échangeur rempli de TubelCE de PCM products (PCM Products, 2013)	32
Figure 2. 10 : Photographie de l'échangeur-stockeur conçu et fabriqué par (Ekomy Ango, 2011)	32
Figure 2. 11 : Modélisation 3D de l'échangeur stockeur de Dolado et al. (Dolado et al., 2011)	33
Figure 2. 12 : Photographie et modélisation 3D des CSM panel de Rubitherm	33
Figure 2. 13 : Modélisation 3D et photo de l'échangeur-stockeur de Zukowsky (Zukowski, 2007)	34
Figure 2. 14 : Schéma représentant l'échangeur de Stritih (Stritih et Butala, 2010)	35
Figure 2. 15 : Schéma d'intégration du fonctionnement du système PCM-module de Emco	36
Figure 2. 16 : Modélisation 3D du système de rafraichissement conçu par Ekomy Ango (Ekomy Ango, 2011)	36

Figure 2. 17 : Schéma de principe du fonctionnement du système de chauffage et de rafraîchissement d'après Brevet Rubitherm (Fieback et al., 2003).....	36
Figure 2. 18 : Schéma d'intégration du prototype d'Arkar et al. (Arkar et al., 2007) dans le réseau de ventilation.....	37
Figure 2. 19 : Schéma représentant le fonctionnement annuel du système de chauffage et de rafraîchissement dans la maison de l'équipe de Madrid en 2005 (Rodriguez-Ubinas et al., 2012).....	38
Figure 2. 20 : Schéma représentant le fonctionnement annuel du système de chauffage et de rafraîchissement dans la maison de l'équipe de Madrid en 2007 (Rodriguez-Ubinas et al., 2012).....	38
Figure 2. 21 : Schéma représentant le système conçu par Jaworsky et al. (Jaworski et al., 2014)	38
Figure 2. 22 : Schéma de principe du Brevet WO2005075916 déposé par Rubitherm (Flieback Klaus et al., 2005).....	38
Figure 2. 23 : Schéma de principe du Brevet WO2007039221 déposé par Hunter Douglas Ind BV (Kuperus Ko et Bouwman Irin, 2007).....	38
Figure 2. 24 : Schéma de principe du système de rafraîchissement proposé par Turnpenny et al.	39

Chapitre 3

Figure 3. 1 : Schéma représentant un échangeur-stockeur composé d'encapsulation de type cylindre droit à section rectangulaire ($B=0,06$) avec génératrice horizontale.	44
Figure 3. 2 : Schéma représentant un échangeur-stockeur composés d'encapsulation de type cylindres droit à section rectangulaire ($B=0,06$) avec génératrice horizontale	44
Figure 3. 3 : Schéma de la coupe transversale d'un échangeur-stockeur	46
Figure 3. 4 : Schéma d'une partie de la coupe longitudinale d'une encapsulation remplie de MCP et comprise dans un écoulement d'air (direction de l'écoulement décrit par les flèches blanches)	46
Figure 3. 5 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP fondant avec le découpage des zones pour le calcul du coefficient d'échange.....	50
Figure 3. 6 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP fondant avec les différents fronts de fusion et Représentation d'un écoulement visqueux entre deux plaques selon la loi de Poiseuille	51
Figure 3. 7 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP solidifiant avec les différents fronts de solidification	55
Figure 3. 8 : Caractérisation de la paraffine RT28HC ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température théorique (ligne continue) et des résultats de la DSC $1,5^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$ (tirets) en montée (noir) et descente (gris)	58
Figure 3. 9 : Caractérisation de la paraffine RT21 ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température paramétrée (ligne continue) et des résultats de la DSC $1,5^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$ (tirets) en montée (noir) et descente (gris)	58

Figure 3. 10 : Fonction enthalpie température du MCP inorganique SP22 caractérisé par la méthode T-history (Stanković et Kyriacou, 2013)..... 59

Figure 3. 11 : Comparaison de la caractérisation de la paraffine RT21 entre la DSC à $1,5^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$ (ligne continue) et la méthode T-history de Stankovic et Kyriacou (tirets) en montée (noir) et en descente (gris) 60

Figure 3. 12 : Caractérisation de la paraffine RT21 ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température paramétrée (ligne continue) et la méthode T-history de Stankovic et Kyriacou (tirets) en montée (noir) et descente (gris) 60

Figure 3. 13 : Schéma représentant l'interaction entre les logiciels utilisés pour la co-simulation 63

Figure 3. 14 : Modélisation 3D de la maison NAPEVOMO réalisée avec le plugin Sketchup® de OpenStudio® 63

Figure 3. 15 : Schéma représentant le calcul des parois opaques de la RT2012..... 64

Figure 3. 16 : Logigramme de pilotage du système de rafraîchissement..... 66

Chapitre 4

Figure 4. 1: Photographie du dispositif expérimental 70

Figure 4. 2: Photographie du dispositif expérimental avec la climatisation 70

Figure 4. 3: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison NAPEVOMO..... 71

Figure 4. 4: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison Sumbiosi..... 71

Figure 4. 5: Schéma du dispositif expérimental du prototype N°1. Thermocouples mesurant la température de l'air en $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}$ et A_{11} . Thermocouples mesurant la température de la paroi des plaques en $A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9$ et A_{10} 71

Figure 4. 6: Schéma du dispositif expérimental. Thermocouples mesurant 72

Figure 4. 7: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures expérimentales de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_{10} (cercles noirs) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, 17/10/2012..... 73

Figure 4. 8: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures expérimentale de l'air en A_1 (croix noires), en A_2 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_{10} (cercles noirs) et en A_{11} (croix grises) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, 17/10/2012..... 73

Figure 4. 9: Essai échangeur-stockeur N°1 ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, 17/10/2012..... 73

Figure 4. 10: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; Prototype N°1 ; 12/10/12 $Q_v= 694 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ 74

Figure 4. 11: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/10/13 ; Prototype N°1 ; $Q_v= 251 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ 74

Figure 4. 12: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/03/13 ; Prototype N°2 ; $Q_v=251 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$	75
Figure 4. 13: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/03/13 ; Prototype N°2 ; $Q_v=392 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$	75
Figure 4. 14: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_{10} (noir) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, 17/10/2012	77
Figure 4. 15: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures numériques (lignes) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires), en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_{10} (noir) et en A_{11} (croix grises, tirets) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, 17/10/2012	77
Figure 4. 16: Essai échangeur-stockeur N°1 ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, 17/10/2012	77
Figure 4. 17: Schéma du dispositif expérimental du prototype N°1. Thermocouples mesurant la température de l'air en A_1, A_2, A_3, A_4	78
Figure 4. 18: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison SUMBIOSI en position horizontale	79
Figure 4. 19: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison SUMBIOSI en position verticale	79
Figure 4. 20: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; Températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de parois en A_3 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 13/04/2012	81
Figure 4. 21: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; Températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires), en A_3 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_7 (cercles noirs) et en A_8 (croix grises) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 13/03/2012	81
Figure 4. 22: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 13/03/2012	81
Figure 4. 23 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires), en A_3 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012	83
Figure 4. 24 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) et en A_8 (croix grises) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012	83
Figure 4. 25 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012	83

Figure 4. 26: Ecart de puissance en fonction de l'écart de temps de cycle entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations suivant différents paramètres pendant le cycle de rafraîchissement.....	84
Figure 4. 27: Ecart absolu de puissance en fonction de l'écart absolu de temps de cycle entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations suivant différents paramètres pendant le cycle de régénération	84
Figure 4. 28: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°1	85
Figure 4. 29: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°1.....	85
Figure 4. 30: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°2 en position horizontale	86
Figure 4. 31: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°2 en position en horizontale	86
Figure 4. 32: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°2 en position verticale	87
Figure 4. 33: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°2 en position en verticale.....	87
Figure 4. 34: Rayonnement global en fonction du temps ; données météorologiques mesurées à Talence (33) sur la période du 1 ^{er} janvier 2013 au 30 juin 2013	88
Figure 4. 35: Température extérieure en fonction du temps ; données météorologiques mesurées à Talence (33) sur la période du 1 ^{er} janvier 2013 au 30 juin 2013 (noir), Températures normales maximales (rouge), moyennes (vert) et minimales (bleue) sur la période 1971-2000.....	88
Figure 4. 36: Température de la maison NAPEVOMO du 1 ^{er} au 103 ^{ème} de l'année 2013 mesurée par le capteur Intérieur TEHOR (points noirs) et simulée par le logiciel Energy+ (ligne continue grise)	89
Figure 4. 37: Température de la maison NAPEVOMO du 01/05 (jour 120) au 21/05 (jour 141) de l'année 2013 mesurée par la console de la station météorologique et simulée par le logiciel Energy+.....	89
Figure 4. 38: Photographies du dispositif expérimental dans la maison NAPEVOMO : Thermocouples et capteur TEHOR (à gauche), le convecteur électrique, les grilles d'extraction et de soufflage (à droite de haut en bas).....	90
Figure 4. 39: Température de l'air à 2,4 m en fonction de la température moyenne de la pièce suivant différentes situations : sans systèmes énergétique (points gris intermédiaires), avec le chauffage seul (croix gris foncé), avec le rafraichissement seul (points noirs) et avec le chauffage et le rafraichissement (points gris pâle)	91

Figure 4. 40: Température de l'air en entrée du système en fonction de la température moyenne de la pièce avec (gris foncé) et sans chauffage (gris clair) ; $T_{int,h3}$ en gris pâle	92
Figure 4. 41: Comparaison des résultats de la co-simulation et du monitoring de la maison NAPEVOMO : température de l'air (a) en entrée et (b) en sortie du système et (c) chronogramme du fonctionnement du convecteur électrique (gris clair), du système de rafraîchissement en mode régénération (noir) et en mode rafraîchissement (gris foncé)	94
Figure 4. 42: Comparaison des résultats de la co-simulation et du monitoring de la maison NAPEVOMO : (a) température moyenne intérieure de l'air et (c) chronogramme du fonctionnement du convecteur électrique (gris clair) , du système de rafraîchissement en mode régénération (noir) et en mode rafraîchissement (gris foncé)	95
Chapitre 5	
Figure 5. 1 : Schéma du processus d'optimisation d'après (Quirante, 2012)	98
Figure 5. 2 : Allures des fonctions d'acceptabilité	99
Figure 5. 3 : Puissance de refroidissement appelée par la maison NAPEVOMO pour une consigne de température à 26°C	104
Figure 5. 4 : Degré-heure de la maison NAPEVOMO sans consigne de température calculé par rapport à la température de confort avec une acceptabilité à 90%	104
Figure 5. 5 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans systèmes de rafraîchissement (noir) et avec le prototype N°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre	106
Figure 5. 6 : Schéma d'un échangeur-stockeur avec des variables de conception	109
Figure 5. 7 : Exemples de géométries d'échangeur-stockeur possibles en faisant varier le ratio B et la largeur Y_i et en fixant à les autres variables : $N_z=5$; $L_t=2$ m ; $M_{MCP}=62,5$ kg ; $S_a=0.068$ m ²	111
Figure 5. 8 : Indice de performance (IP_1) de la meilleur solution à chaque itération	112
Figure 5. 9 : Schéma du processus de calcul de l'indice de performance global à partir des variables de conception et de pilotage avec la monétisation des variables de performance	113
Figure 5. 10 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans systèmes de rafraîchissement (noir) et avec le prototype N°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre	113
Figure 5. 11 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans systèmes de rafraîchissement (noir) et avec la version optimisée n°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre	113
Figure 5. 12 : Indice de performance ($IPG^{(2)}$) de la meilleure solution à chaque itération	114
Figure 5. 13 : Schéma du processus de calcul de l'indice de performance global à partir des variables de conception et de pilotage avec la méthode OIA	116

Figure 5. 14 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans système de rafraîchissement (noir) et avec le prototype N°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre 117

Figure 5. 15 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans système de rafraîchissement (noir) et avec la version optimisée n°2 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre 117

Table des tableaux

Chapitre 1

Tableau 1. 1 : Catégories de confort et limites de température associées pour un fonctionnement libre des bâtiments d'après (Nicol et Humphreys, 2010)5

Tableau 1. 2 : Classements des bâtiments dans les catégories CE1/CE2 pour refroidissement en fonction de l'usage, de l'exposition au bruit, l'altitude et la zone climatique 15

Tableau 1. 3 : Energy Efficiency Rate (EER) conseillées pour les systèmes de climatisation jusqu'à 12kW(Energie+, 2004)..... 17

Tableau 1. 4 : Tableau comparatif des différents types de pompe à chaleur,(ADEME, 2012; Béranger, 2013) prix affichés TTC..... 19

Chapitre 2

Tableau 2. 1 Résumé des avantages et inconvénients (Zalba et al., 2003) 27

Tableau 2. 2 Résumé des critères de sélection d'un matériau à changement de phase 28

Tableau 2. 3 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Arkar et Medved (Arkar et Medved, 2005). 31

Tableau 2. 4 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Nagano et al. (Nagano et al., 2006) 32

Tableau 2. 5 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Ekomy Ango et al. 33

Tableau 2. 6 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Dolado et al. 34

Tableau 2. 7 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Zukowsky (Zukowski, 2007)..... 35

Tableau 2. 8 : Comparaison de quatre échangeurs-stockeurs du point de vue géométrique 40

Tableau 2. 9 : Comparaison de quatre échangeurs-stockeurs du point de vue performance 41

Chapitre 3

Tableau 3. 1 : Représentations paramétrées du titre massique de MCP fondu en fonction de la température 57

Tableau 3. 2 : Propriétés thermo-physiques des paraffines RT28 HC et RT21 58

Tableau 3. 3 : Propriétés thermo-physiques des paraffines RT21 déterminées à partir de Stankovic et Kyriacou (Stanković et Kyriacou, 2013)..... 60

Tableau 3. 4 : Coefficient correcteur en fonction de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et le coefficient d'absorption du parement extérieur..... 65

Tableau 3. 5 : Coefficient correcteur en fonction de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et le coefficient d'absorption du parement extérieur.....	66
--	----

Chapitre 4

Tableau 4. 1 : Calcul du coefficient d'échange et du facteur correctif par rapport à la corrélation pour le prototype N°1	75
---	----

Tableau 4. 2 : Calcul du coefficient d'échange et du facteur correctif par rapport aux corrélations pour le prototype N°2.....	76
--	----

Tableau 4. 3 : Résumé des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques pour le demi-cycle de rafraîchissement de six expériences avec des conditions aux limites différentes ; prototype N°1	78
---	----

Tableau 4. 4 : Résumé des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques pour le demi-cycle de régénération de deux expériences avec des conditions aux limites différentes ; prototype N°1	79
--	----

Tableau 4. 5 : Résumé de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour le prototype N°2 en position horizontale.....	80
--	----

Tableau 4. 6 : Résumé de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour le prototype N°2 en position verticale	82
---	----

Tableau 4. 7 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité des performances du modèle pour le prototype N°1	84
---	----

Tableau 4. 8 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité des performances du modèle pour le prototype N°1	84
---	----

Tableau 4. 9 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité	86
--	----

Tableau 4. 10 : Résumé des écarts de températures en entrée et en sortie du système pour la co-simulation de NAPEVOMO	92
---	----

Chapitre 5

Tableau 5. 1 : Fonctions d'acceptabilité d'après (Sebastian et al., 2010).....	99
--	----

Tableau 5. 2 : Tableau résumant l'analyse fonctionnelle du système.....	101
---	-----

Tableau 5. 3 : Prix de l'électricité à l'horizon 2030 suivant 3 scénarios sur la part du nucléaire (<i>Electricité 2030</i> , 2013).....	102
---	-----

Tableau 5. 4 : Matériaux et procédés considérés dans la fabrication du système de rafraîchissement.....	103
---	-----

Tableau 5. 5 : Composant du réseau de ventilation	103
---	-----

Tableau 5. 6 : Hypothèses concernant la climatisation	105
---	-----

Tableau 5. 7 : Comparaison du prototype N°1 avec un système de climatisation conventionnel	107
Tableau 5. 8 : Variables de conception du système avec leurs domaines de variation.....	108
Tableau 5. 9 : Variables de pilotage du système avec leurs domaines de variation.....	108
Tableau 5. 10 : Variables de conception et de pilotage du système actuel et du système optimisé	110
Tableau 5. 11 : Comparaison des performances du système optimisé avec le système, la climatisation suivant les critères choisis précédemment.....	112
Tableau 5. 12 : Comparaison des variables de conception et de pilotage des systèmes de rafraîchissement : prototype N°1, version optimisée n°1, version optimisée n°2	115
Tableau 5. 13 : Comparaison des performances de la version optimisée n°2, du prototype N°1, du climatiseur et sans système	115

Introduction Générale

La maîtrise du confort d'été devient une problématique grandissante dans les secteurs résidentiel et tertiaire pour lesquels les bâtiments sont de plus en plus étanches et sensibles aux apports d'énergie internes et externes. Les systèmes de rafraîchissement d'air basés sur des échangeurs-stockeurs composés de Matériaux à Changement de Phase (MCP) sont une alternative possible aux systèmes de climatisation pour le confort d'été dans les bâtiments. Toutefois, les performances de tels systèmes de rafraîchissement sont étroitement liées aux conditions climatiques et aux configurations des bâtiments à rafraîchir.

L'objectif de ce travail de thèse est de développer un outil d'aide à la conception permettant un pré-dimensionnement optimal de systèmes de rafraîchissement d'air utilisant des MCP dès le stade de la conception préliminaire. Dans ce but, il a été choisi d'utiliser une approche de simulation du comportement thermique du système dans son environnement comme base d'un outil d'optimisation multicritère.

Le mémoire est structuré comme suit : le contexte du confort d'été dans le bâtiment en France et un panorama des solutions existantes pour maintenir ce confort sont décrits afin de mettre en évidence les intérêts que comporte le développement d'un système innovant de rafraîchissement utilisant des MCP. A partir de ce constat, une analyse de l'existant concernant ce type de système est réalisée à 3 échelles de réflexion : le matériau, l'échangeur-stockeur et l'intégration du système dans le bâtiment.

Un modèle thermique dynamique d'un échangeur-stockeur est ensuite développé puis couplé à une plateforme logicielle de simulation thermique dynamique du bâtiment. Cette co-simulation du système MCP et du bâtiment permet d'envisager une estimation de la performance du système intégré dans son environnement. Le modèle de système de rafraîchissement d'air est validé à l'aide d'expériences réalisées sur deux prototypes d'échangeur-stockeur MCP (contenants MCP de type cylindre droit horizontal à section rectangulaire). Le modèle de co-simulation est également validé à l'aide d'expériences menées sur une plateforme expérimentale de maison individuelle à énergie positive rafraîchie par un échangeur-stockeur à tubes.

Enfin, un cas d'étude basé sur cette plateforme expérimentale est présenté afin de mettre en évidence le potentiel de la co-simulation pour l'aide à la conception préliminaire de systèmes de rafraîchissement d'air à base de MCP. Une fonction-objectif est établie à partir de l'analyse fonctionnelle. Chaque critère de décision est normalisé pour permettre leur agrégation. Différentes versions de tels systèmes, optimisées par utilisation d'un algorithme génétique, sont présentées et comparées à la solution actuellement installée dans la maison.

Chapitre 1 : Contexte et intérêt de l'étude

1.1	Contexte.....	4
1.2	La RT 2012 et les certifications : vers des solutions passives à basse consommation	6
1.2.1	La sur-ventilation nocturne naturelle ou mécanique.....	10
1.2.2	Rafraîchissement évaporatif	11
1.2.3	Les puits climatiques et le geocooling	11
1.3	Une utilisation de système de refroidissement restreinte	13
1.3.1	La climatisation	14
1.3.2	La pompe à chaleur	17
1.4	Opportunités de développement technologique vers des solutions alternatives	20
1.5	Plan de thèse	22

Ce chapitre présente le contexte du confort d'été dans le bâtiment en France. Les réglementations et les certifications françaises sont analysées pour les secteurs tertiaire et résidentiel. Un état de l'art des solutions actives et passives pour maintenir le confort d'été est présenté afin de dégager les avantages et les inconvénients de chaque solution. Les verrous scientifiques et les enjeux industriels sont ensuite précisés dans le but de concevoir un nouveau système pour le maintien du confort estival utilisant des matériaux à changement de phase. Enfin, le plan de thèse est présenté.

1.1 Contexte

La consommation énergétique mondiale a été multipliée par 2,4 en quarante ans (de 5 000 Mtep en 1970 à 12 000 en 2010) et devrait encore doubler d'ici 2050 (Percebois et Mandil, 2012). Or, 80% de l'énergie primaire consommée dans le monde est d'origine fossile (gaz, charbon, pétrole) connue comme émetteur principal des gaz à effet de serre. Le secteur énergétique¹ a émis 30 GteqCO₂ de gaz à effet de serre. L'IAE (Agence Internationale de l'Energie) estime que les tendances d'émission de gaz à effet de serre actuelles induiront à long terme une hausse de la température moyenne à la surface de la terre de 3,5°C. Consciente de cette problématique environnementale, la communauté internationale ratifie, dès 1997, le protocole de Kyoto s'engageant alors à réduire ou stabiliser, dans la période 2008 à 2012 les émissions de gaz à effet de serre de -8% à +10% selon les pays par rapport aux niveaux d'émissions de 1990.

Suite à la ratification du protocole de Kyoto, l'Union Européenne, dont les secteurs tertiaire et résidentiel représentent 46% de l'énergie primaire consommée a émis en 2002 la Directive 2002/91/CE sur la Performance Energétique des Bâtiments (DPEB) (Parlement européen et Conseil de l'Union Européenne, 2002) imposant aux Etats membres de (Olesen, 2007) :

- développer une méthodologie complète de calcul des performances énergétiques des bâtiments et des systèmes CVC (Chauffage, Ventilation, Climatisation) et de l'éclairage
- fixer des exigences minimales pour la performance énergétique des bâtiments neufs
- développer une certification énergétique des systèmes pour les bâtiments
- avoir une inspection régulière des systèmes de chauffage et de climatisation

Selon Andaloro et al. (Andaloro et al., 2010) qui ont réalisé une analyse comparative de l'implantation de certifications énergétiques des bâtiments dans l'Union Européen, dix-huit des vingt-sept Etats membres ont totalement adopté la DPEB. Cependant, seulement trois Etats (la France, l'Allemagne et le Danemark) disposent pour le moment (en 2010) d'une réglementation obligatoire.

La norme européenne EN 15251 (Comité Européen de Normalisation, 2007) fait partie d'un ensemble de normes venant renforcer la DPBED. Cette norme fournit des outils pour l'évaluation de la conception des systèmes énergétiques et de la performance thermique des bâtiments au travers du confort thermique, acoustique, visuel et olfactif. Pour les bâtiments climatisés, la norme s'appuie sur le PPD-PMV (Predicted Percentage Dissatisfied – Predicted Mean Vote) de la norme EN ISO 7730 (Comité Européen de Normalisation, 2006). Le PMV est la température moyenne des votes de satisfaction d'un nombre de personnes important s'exprimant sur une sensation thermique entre -3 (froid) à +3 (chaud). Le PPD prédit la part de personnes insatisfaites si la température s'écarte du PMV. L'annexe A présente différents exemples de température de confort pour différentes typologies de bâtiment. La température varie entre 25,5 °C et 27°C selon les catégories définies dans le tableau 1. 1.

Concernant la définition du confort d'été dans les bâtiments non climatisés, la norme EN 15251 fixe des limites de confort de la température opérative intérieure (T_c) en fonction de la moyenne glissante de la température extérieure et selon 4 classes d'occupants présentées dans le tableau 1. 1. Selon la norme EN 15251, un bâtiment peut prétendre appartenir à une catégorie si sa température opérative intérieure ne dépasse pas les limites présentées en figure 1. 1 plus de 3 à 5 % du temps d'occupation.

En 2008, les membres de l'Union Européenne adoptent le paquet Energie-Climat fixant comme objectif les « 3x20 » : 20% de réduction de gaz à effet de serre d'ici 2020 par rapport à 2005, 20% d'énergies renouvelables dans le mix énergétique, 20% d'amélioration de l'efficacité énergétique. Le secteur du bâtiment résidentiel et tertiaire représentant 46% de la consommation finale d'énergie en Europe. Il est donc fortement

¹ Ensemble des entreprises qui produisent, commercialisent et distribue de l'énergie. Il comprend la production et la distribution de l'électricité, la production de produits pétrolier et gaz naturel

concerné par ces objectifs principalement au travers de l'amélioration de l'efficacité énergétique du parc immobilier.

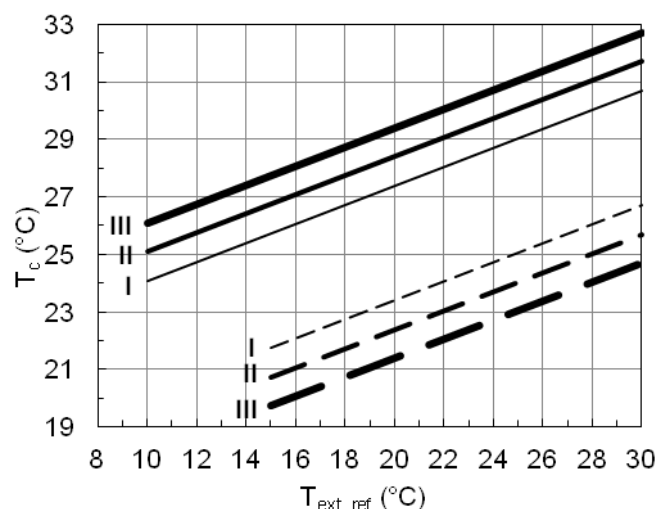


Figure 1. 1 : Limites de température intérieure opérative hautes (lignes continues) et basses (pointillés) des bâtiment sans système mécanique de refroidissement (fonctionnement libre) pour différentes catégories de bâtiments en fonction de la moyenne glissante de la température extérieure

Catégorie	Commentaires	Limite de confort
I	Haut niveau d'attente pour des espaces occupés par des personnes fragiles et très sensibles	± 2
II	Attente normale pour des bâtiments neufs et réhabilités	± 3
III	Attente modérée (utilisé pour les bâtiments existants)	± 4
IV	Valeurs au-delà des critères des catégories précédentes (acceptable seulement pour des périodes limitées)	$\pm > 4$

Tableau 1. 1 : Catégories de confort et limites de température associées pour un fonctionnement libre des bâtiments d'après (Nicol et Humphreys, 2010)

En France, la première réglementation en 1974, issue du premier choc pétrolier de 1971, tend à limiter la consommation d'énergie induite par le chauffage en imposant une isolation thermique et une gestion des systèmes d'aération pour les logements neufs. A noter qu'en 2007, le parc immobilier pré-RT (Réglementation Thermique) représente toujours 59% du patrimoine bâti en France (ADEME, 2009), la réduction des consommations doit donc passer par une réhabilitation des bâtiments existants et de leurs systèmes énergétiques pour atteindre les différents engagements énergétiques et environnementaux.

Dans le secteur tertiaire, les consommations induites par le confort d'été représentent 5% de la consommation finale du secteur, principalement par la climatisation. Bien que faible par rapport à d'autres postes comme le chauffage, cet usage est en constante croissance car seules 18% des installations de climatiseurs neufs sont des remplacements de climatiseurs en fin de vie (moyenne européenne). selon Pout et Hitchin (Pout et Hitchin, 2008). Cette consommation présente un fort potentiel de réduction. En effet, Filfli (Fifli, 2006) montre que la consommation du poste de climatisation d'un bâtiment non optimisé est de 41 kWh.m⁻².an⁻¹ alors qu'elle n'est que de 5 kWh.m⁻².an⁻¹ pour un bâtiment optimisé. Dans cette optique, la première intégration du confort d'été dans le cadre réglementaire français a lieu pour la première fois en 2001 avec la troisième réglementation thermique RT2000. Pour les bâtiments non climatisés, ceci implique une

ouverture minimale des baies vitrées et que la température intérieure conventionnelle (T_{ic}) soit inférieure à une valeur de référence ($T_{ic\text{réf}}$). La T_{ic} est vérifiée par un calcul statique. Pour les bâtiments climatisés, la surface d'ouvertures orientées vers le soleil est limitée. A partir de la RT2005, la consommation du poste de climatisation est évaluée parmi d'autres postes d'usages : le chauffage, l'éclairage et l'eau chaude sanitaire. Cependant, le poste le plus consommateur restant le chauffage, l'accent est mis sur la réduction des déperditions thermiques allant jusqu'à créer des bâtiments optimisés pour réduire les consommations de chauffage en hiver mais inconfortables en été. Dans ce sens, Feldmann et Schwarzberg (Feldmann et Schwarzberg, 2009) présentent l'impact de l'isolation sur le confort sur des bâtiments neufs et rénovés de type RT2005. En se basant sur des simulations numériques, les auteurs montrent qu'une sur-isolation des bâtiments conduit à une augmentation de l'inconfort d'été dans les bâtiments neufs et rénovés. Ils concluent que le respect de la $T_{ic\text{réf}}$ dans la conception d'un bâtiment neuf ou d'une réhabilitation énergétique est primordial et qu'une isolation accrue doit s'accompagner de solutions passives pour le confort d'été comme une sur-ventilation nocturne ou une forte inertie en contact direct avec l'air intérieur. D'après (Gonçalves et Camelo, 2009), la France est le seul Etat membre de l'Union Européenne à avoir une condition sur la température confort pour les bâtiments non refroidis par un système de climatisation.

Actuellement, la RT 2012, réglementation thermique en vigueur tend à diminuer encore plus la consommation énergétique des bâtiments en réduisant la $C_{ep\text{max}}$ (Consommation d'énergie primaire annuelle maximale) de 150 kWh.m⁻².an⁻¹ (pour la RT 2005) à 50 kWh.m⁻².an⁻¹. Elle donne également un nouvel outil pour la conception de l'enveloppe du bâtiment (B_{bio}) qui est présenté par la suite.

1.2 La RT 2012 et les certifications : vers des solutions passives à basse consommation

La nouvelle réglementation thermique RT2012, entrée en vigueur le 1^{er} janvier 2013 pour le logement et le 28 octobre 2011 pour le reste des bâtiments, définit deux coefficients de conception que doivent respecter les bâtiments neufs : le $B_{bio\text{max}}$ (Besoin bioclimatique) et la $T_{ic\text{réf}}$ (Température intérieure conventionnelle) appliquée aux bâtiments non rafraîchis.

Le coefficient B_{bio} , exprimé en points, caractérise l'efficacité énergétique du bâti au travers de 3 caractéristiques indépendantes des systèmes énergétiques utilisés, les besoins annuels en chauffage (B_{ch}), en refroidissement (B_{fr}) et en éclairage (B_{ecl}). Ces besoins calculés en Wh.m⁻².SHON_{RT}.an⁻¹, sont le cumul de l'énergie requise pour le chauffage, le refroidissement et l'éclairage suivant les scénarios dynamiques prenant en compte les saisons et les relances. Le B_{bio} est défini par la relation suivante :

$$B_{bio} = 2 (B_{ch} + B_{fr}) + 5 B_{ecl} \quad (1-1)$$

Le calcul du B_{bio} considère les caractéristiques des parois opaques, des baies, des ponts thermiques, de la ventilation, de la météo, des scénarios d'occupation et des apports internes. Il favorise l'utilisation des protections solaires. Ces éléments peuvent être fixes (casquette, débord de toit, auvent, claustra, brise-soleil) ou encore mobiles (store, volet, persienne, rideau). Les éléments fixes sont généralement intégrés dans l'aspect architectural du bâtiment mais présentent tout de même des inconvénients comme la mauvaise gestion des apports solaires pendant les périodes d'intersaison. A titre d'illustration, la figure 1. 2 montre l'utilisation de la structure supportant les panneaux photovoltaïques en casquette dans la maison SUMBIOSI (prototype de maison de l'édition 2012 de la compétition internationale interuniversitaire du Solar Decathlon Europe, utilisé comme une des maisons de cas étude).

Le B_{bio} considère également les éléments de protection végétaux à feuilles caduques régulant la transmittivité des apports solaires en fonction de la saison. Cependant, le temps de pousse des éléments végétaux peut être de plusieurs années et pendant ce temps la protection sera inefficace. Bien que non pris en compte dans

la RT 2012, les végétaux favorisent également le rafraîchissement de l'environnement proche grâce à l'évapotranspiration. La figure 1. 3 montre un schéma de principe d'une ventilation naturelle assistée par l'évapotranspiration d'un mur végétal. Un autre principe d'évaporation pour le maintien du confort est l'utilisation de plan d'eau à l'image des riads marocains qui ont souvent une fontaine ou une piscine dans la cour intérieure (cf. figure 1. 4).

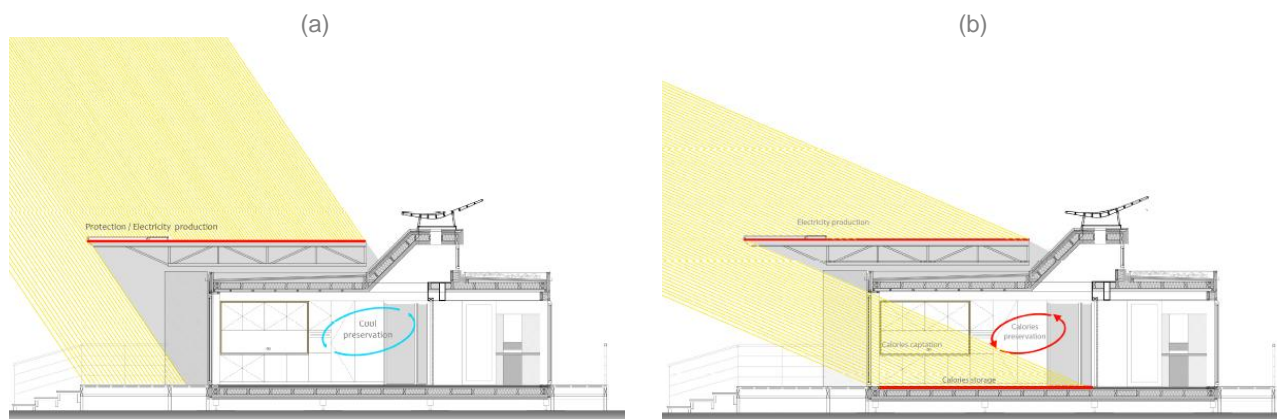


Figure 1. 2 : Casquette solaire mise en place dans la maison SUMBIOSI permettant de se protéger du soleil en été (a) et de profiter des apports solaires en hiver (b)

Le deuxième coefficient que doit respecter le bâtiment dans la RT2012 est la température intérieure conventionnelle de référence (Ticréf). La valeur de la Tic, température opérative en période d'occupation, ne doit pas dépasser cette valeur de référence Ticref. La Tic est déterminée dynamiquement à partir de la méthode suivante :

- le bâtiment est simulé pendant 4 semaines consécutives à partir du 4 juin avec une température initiale de masse de 26°C.
- La Tic est la température intérieure opérative maximale lors du dernier jour d'occupation de la simulation (7^e jour de la 4^e semaine pour le logement, 5^e jour de la 4^e semaine pour le tertiaire).
- Les données climatiques sont fournies par la méthode de calculs en fonction de la zone climatique corrigée par rapport à l'altitude et la distance au littoral

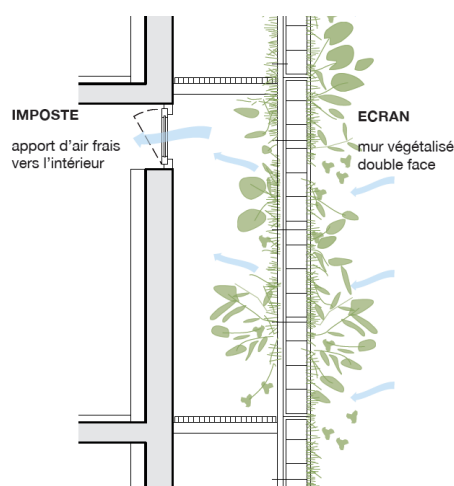


Figure 1. 3 : Schéma de principe d'une ventilation naturelle assistée par un mur végétalisé (selon (Noé21, 2012))



Figure 1. 4 : Photographie d'un riad marocain

La Tic n'est pas obligatoire pour les bâtiments classés CE2 (bâtiment avec refroidissement considéré) donc la classification est développée dans le sous-chapitre suivant 1.3. Si le bâtiment est classé CE1 et climatisé, la Tic est déterminée en mode besoin (Th-EB), c'est-à-dire que les systèmes énergétiques ne sont pas considérés. A noter que l'apport d'un puits climatique (puits provençal ou puits canadien) n'intervient pas dans

le calcul du confort d'été en mode besoin. Si le bâtiment est classé CE1 et non climatisé, la Tic est calculée en se basant sur le mode consommation (Th-EC), c'est-à-dire que certains systèmes peuvent être considérés comme le puits climatique. La valeur de la Ticref est déterminée à partir de la simulation dynamique d'un bâtiment dit de référence (Benoit, 2014) dont les systèmes et les paramètres sont fixés dans la méthode Th-BCE.

Dans ce contexte réglementaire du bâtiment français, il est possible de faire reconnaître les performances améliorées d'un bâtiment du point de vue énergétique au travers de labels (comme Effinergie+) ou encore du point de vue environnemental au travers de certifications environnementales. Le label Effinergie+ de l'association BBC-Effinergie, a été créé en 2007 et a inspiré la nouvelle réglementation RT 2012. La certification environnementale « Habitat et Environnement » (H&E) s'applique au logement neuf et à la réhabilitation lourde. Pour les performances énergétiques et le confort d'été, la H&E s'appuie sur la réglementation RT2012 pour la note de base avec bonification si le Bbio est inférieur à 10% et 20%. La note maximale est donnée si le bâtiment respecte le label Effinergie+. Concernant le bâtiment tertiaire, La certification Haute Qualité Environnementale (HQE) fait office de référence (Certivéa, 2012). La certification s'appuie également sur la réglementation RT 2012 pour définir le niveau de base de sa notation.

Le confort d'été dans les labels énergétiques Européens

En Suisse, le label de performance énergétique MINERGIE® est destiné aux bâtiments neufs et rénovés. Ce label fixe 5 exigences à respecter concernant un système de ventilation mécanique obligatoire, des consommations annuelles d'énergie (CVC et eau chaude sanitaire) et un surcoût d'investissement inférieur à 10%. La consommation maximale des postes CVC et ECS pour les bâtiments neufs varie de 40 kWh.m⁻² à 45 kWh.m⁻² selon l'utilisation du bâtiment (commerce, administration, écoles, habitat, restauration). La consommation pour les bâtiments rénovés varie de 70 kWh.m⁻² à 85 kWh.m⁻². Le label MINERGIE-ECO® certifie les bâtiments utilisant des matériaux de construction écologiques et sains.

Il existe deux niveaux supérieurs dans le label MINERGIE® : le standard « -P » pour les bâtiments à très haute performance énergétique et le standard « -A » pour les bâtiments « quasi zéro énergie ». Le standard MINERGIE®-P ne restreint pas l'utilisation de système de climatisation et exige même un système de refroidissement si le bâtiment ne peut pas justifier les respects des exigences de solutions constructives (surface vitrée, inertie, protection) ou d'un justificatif de non dépassement de températures de confort calculé par le logiciel *Klimatisierung* (www.energycodes.ch).

En Allemagne, le label Passivhaus, créé en 1996, est destiné aux bâtiments résidentiels et tertiaires. Il impose pour obtenir le label :

- Un besoin en chauffage inférieur à 15 kWh.m⁻².an⁻¹
- La puissance de chauffage ne doit pas excéder 10 W.m⁻²
- Un besoin en énergie primaire inférieur à 120 kWh.m⁻².an⁻¹ pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et l'électricité (dont l'électroménager)

Le logiciel PHPP (Passive House Planning Package) version 2007 prévoit un calcul statique de la fréquence de surchauffe par rapport à une température fixée. Ce calcul prend en compte la résistance thermique des parois extérieures et des menuiseries, l'efficacité d'une ventilation mécanique double flux et d'un puits géothermique, les débits de ventilation, les apports internes et les apports solaires. A noter que les données climatiques sont basées sur des moyennes mensuelles.

La certification HQE demande une simulation thermique dynamique sur toute l'année. Pour les espaces non climatisés (selon la cible 8.3 de la HQE), la température ne doit pas dépasser la température Tmax (égale à Ticref) plus de 2 à 3% du temps d'occupation (en fonction de la zone climatique) pour atteindre un niveau dit « performant » et 1 à 2% pour un niveau dit « très performant ». Si la sur-ventilation est utilisée pour maintenir le confort, il est alors possible de valider le critère de confort d'été en utilisant le diagramme psychrométrique prenant en compte la température, la vitesse de l'air et l'humidité. La figure 1. 5 définit les différentes zones de confort en fonction de la vitesse d'air dans la zone d'occupation.

Pour les espaces climatisés (selon la cible 8.4 de la HQE) la température de consigne recommandée est de 26°C. Dans le cas d'une consigne inférieure à 26°C, des vitesses maximales d'air soufflé sont à respecter (entre 0,12 et 0,5 m.s⁻¹ en fonction de niveau de performance et du type de local).

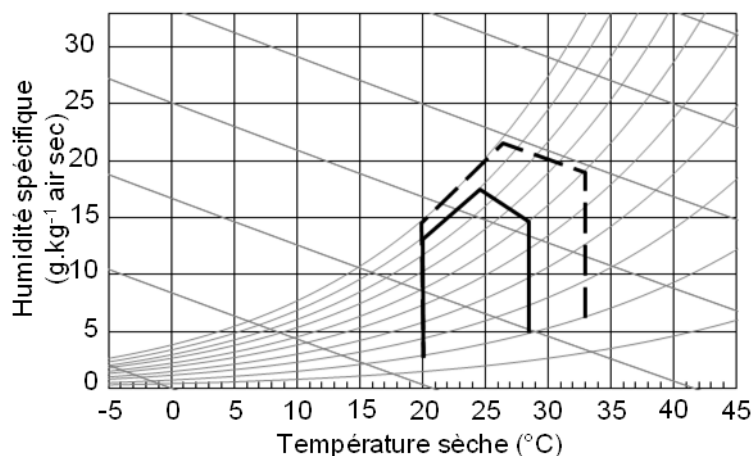


Figure 1. 5 : Plages de confort suivant la vitesse de l'air à 0 m.s⁻¹ (ligne continue) et 1,5 m.s⁻¹ (tirets) sur le diagramme psychrométrique d'après (Certivéa, 2012)

Le diagramme psychrométrique (cf. figure 1. 5) est un outil complet car il tient compte des trois paramètres du confort thermique qui sont l'humidité, la température et la vitesse de l'air. Cependant, cet outil reste complexe à maîtriser compte tenu de l'interaction de ces différents paramètres régissant le confort. La figure 1. 6 donne des éléments pour l'utilisation de ce diagramme en montrant, à travers ses différentes zones d'action, les solutions techniques pour amener l'ambiance intérieure des bâtiments dans la zone de confort sans courant d'air (définie en rouge) tout en évitant des systèmes de refroidissement de type climatisation ou pompe à chaleur. On retrouve alors des solutions de rafraîchissement évaporatif direct (ED) et indirect (EI), de sur-ventilation nocturne associée à l'inertie (M) et de sur-ventilation diurne (V) pour maintenir le confort d'été.

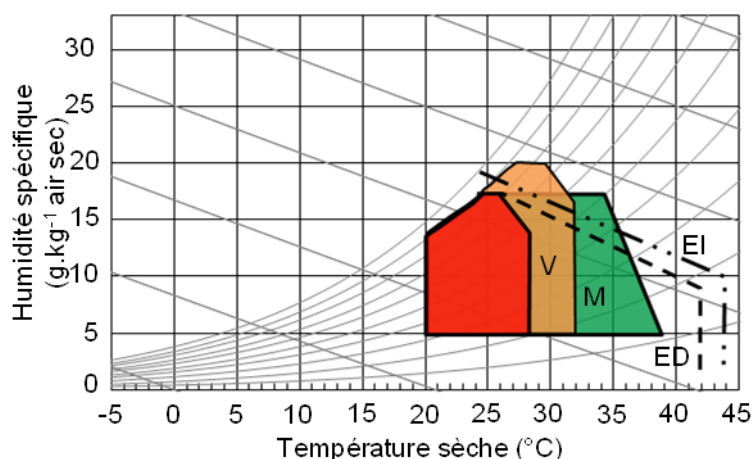


Figure 1. 6 : Diagramme psychrométrique : limite de la zone de confort sans courant d'air (rouge), de la zone d'influence de la ventilation diurne à 2 m.s⁻¹ (V orange) et de ventilation nocturne avec l'inertie thermique (M vert), de la zone d'influence du rafraîchissement évaporatif direct (ED tirets) et indirect (EI tirets-doubles points) d'après (Givoni, 1992)

Pour répondre au contexte réglementaire et environnemental français, il existe différents systèmes passifs et actifs maintenant le confort d'été. Dans la suite de ce travail nous classerons ces systèmes en trois catégories distinctes qui sont les suivantes :

- Rafraîchissement passif : Système de maintien du confort d'été par l'intermédiaire d'un phénomène naturel sans consommer d'énergie excepté pour sa régulation (ventilation naturelle, façade végétale intérieure),
- Rafraîchissement actif : Système de maintien du confort d'été par l'intermédiaire d'un phénomène naturel mais qui nécessite de consommer de l'énergie (ventilateurs, pompe) pour fonctionner (ventilateurs de confort, puits climatiques,...),
- Refroidissement actif : Système de maintien du confort d'été par l'intermédiaire du cycle thermodynamique d'un fluide frigorigène (climatiseur, PAC,...).

Le confort d'été dans les certifications environnementales européennes

La certification BREEAM (BRE Environmental Assessment Method) développée par le Building Research Establishment (BRE) est la méthode d'évaluation de la performance environnementale des bâtiments tertiaires et résidentiels au Royaume-Uni. Comme pour la HQE, BREEAM fonctionne avec des crédits attribués pour des cibles définies. Concernant la cible du confort thermique (Hea 03) comprise dans la section 5 Health and Wellbeing (Santé et Bien-être), deux crédits peuvent-être obtenus. Le premier crédit est donné si des résultats d'une simulation thermique dynamique à partir d'un logiciel certifié sont fournis et que les taux d'inconfort respectent les exigences des normes en vigueur (enseignement et santé) ou qu'un ingénieur certifie que le taux d'inconfort est acceptable si aucune norme n'existe. Le deuxième crédit est donné si une stratégie de régulation des systèmes énergétiques est mise en place.

La certification DGNB (Deutsche Gesellschaft für nachhaltiges Bauen – Société Allemande pour la Construction Durable), en application depuis janvier en Allemagne, évalue différents critères (Miranda, 2012) : la température opérative, la vitesse de l'air, l'asymétrie entre les températures de rayonnement et du sol, l'humidité relative et le gradient thermique vertical

Les solutions passives et actives de rafraîchissement sont présentées et analysées dans les paragraphes suivants.

1.2.1 La sur-ventilation nocturne naturelle ou mécanique

La sur-ventilation nocturne permet de décharger la chaleur accumulée pendant toute la journée à cause des apports externes (température extérieure et apports solaires) et internes (puissance dissipée des occupants et des systèmes électriques). La sur-ventilation peut être naturelle ou mécanique. Dans le cas d'une ventilation mécanique, la consommation nocturne des ventilateurs peut atteindre rapidement la consommation d'une climatisation en relance au matin. Il est donc plus intéressant d'utiliser la ventilation naturelle ; toutefois, il est nécessaire de concevoir la ventilation naturelle lors de la conception du bâtiment. Par exemple, la figure 1. 7 montre deux types de ventilation naturelle pour un même bâtiment. La ventilation naturelle unilatérale profite de la variation de densité de l'air en fonction de la température : effet cheminée (faible taux de renouvellement et risque de débit nul à cause du vent) alors que la ventilation transversale profite des variations de pression induite par le vent quelle que soit sa direction.

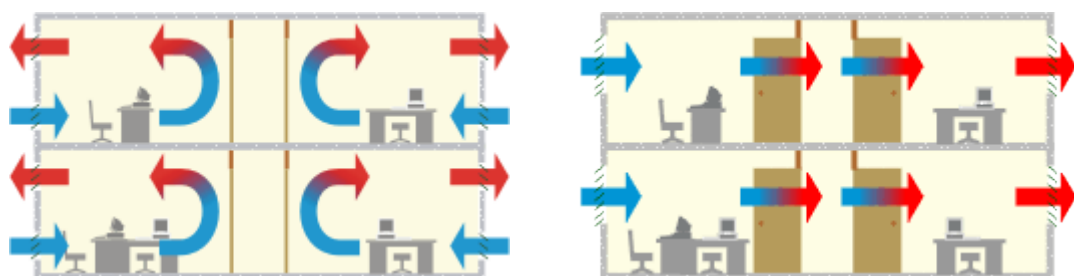


Figure 1. 7 : Deux configurations principales de ventilation naturelle : ventilation unilatérale à gauche et ventilation transversale à droite d'après (Gratia et Herde, 2006).

Il est également possible de favoriser les deux types de ventilation présentés ci-dessus en utilisant l'effet cheminée sur une grande hauteur (cf. figure 1. 8 à gauche) ou l'effet venturi créé par une tour des vents (cf. figure 1. 8 à droite). La tour des vents est une technique ancestrale d'Iran appelée « Bagdir ». Le potentiel de rafraîchissement par sur-ventilation dépend généralement de la configuration des ouvrants, de l'inertie thermique du bâtiment et de la variation de température entre le jour et la nuit. Dans un état de l'art des techniques de ventilation assistée par le vent (Khan et al., 2008), les auteurs soulignent que l'effet cheminée permettrait d'atteindre un renouvellement d'air d'environ 5 volumes par heure dans le cas d'un bâtiment R+4 équipé d'une double-peau. De plus, les tours à vent directionnelles passives actuelles permettent d'obtenir des débits de ventilation de $400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à $900 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour des vents compris entre $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et $9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

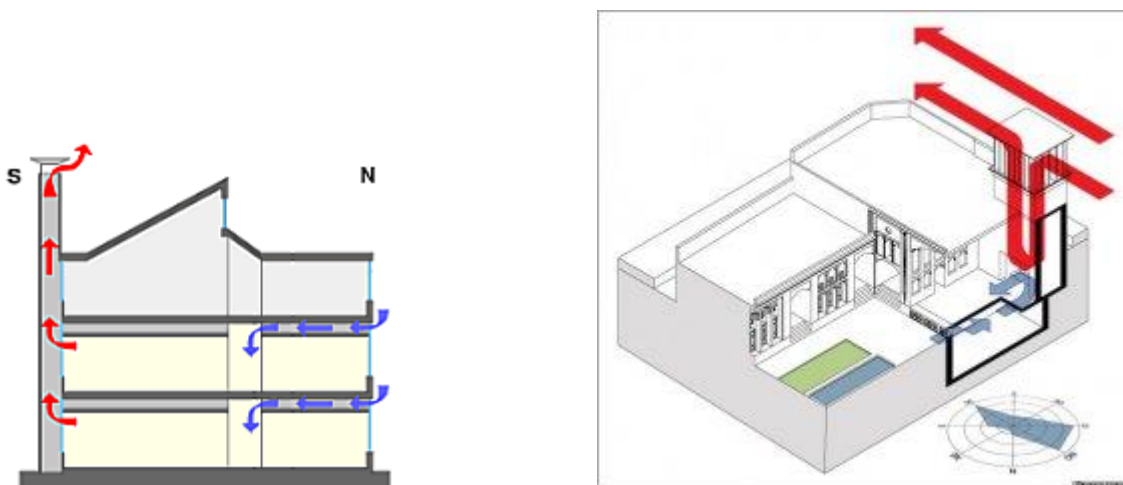


Figure 1. 8 : Schéma de principe de l'effet cheminée à gauche et de la tour à vent appelée Bagdir à droite

Malgré une stratégie de conception bioclimatique, les solutions passives peuvent ne pas être suffisantes. Il est alors nécessaire d'utiliser des systèmes de refroidissement. Selon la définition de la RT 2012, un système de refroidissement actif permet de maintenir la température intérieure stable. Il existe également des systèmes permettant de réguler l'ambiance intérieure sans pour autant pouvoir gérer une température de consigne telle que le rafraîchissement évaporatif et le puits canadien.

1.2.2 Rafraîchissement évaporatif

Il existe deux techniques de rafraîchissement évaporatif pour le bâtiment : l'évaporation directe et l'évaporation indirecte. L'évaporation directe consiste à faire humidifier l'air intérieur du bâtiment de manière adiabatique (air neuf ou air intérieur). Cette humidification peut se faire par diffusion à travers une membrane (cf. figure 1. 9), par brumisation sous pression ou ultrason. Les avantages de cette solution sont le faible coût de fonctionnement (consommation d'un ventilateur et de la pompe de circulation) et une performance proportionnelle à l'augmentation de la température à l'instar des climatiseurs. Cependant, le risque principal de cette solution est une sur-humidification de l'air augmentant l'inconfort. L'évaporation indirecte tend à résoudre cet inconvénient en humidifiant l'air extérieur ou vicié qui ensuite échange avec l'air soufflé par l'intermédiaire d'un échangeur ou un plafond rafraîchissant. La figure 1. 10 présente un schéma de principe d'un système de rafraîchissement par évaporation indirecte équipé d'une tour aéroréfrigérante, d'un plafond rafraîchissant et d'une batterie froide pour rafraîchir l'air soufflé.

1.2.3 Les puits climatiques et le geocooling

Dans cette solution, il est possible d'utiliser le sol qui varie entre 7°C et 12°C pour une profondeur de 3 m (Amitrano, 2006) pour rafraîchir un bâtiment en utilisant soit de l'air (puits climatique) ou de l'eau (puits géothermique). Le fluide rafraîchi est envoyé directement dans le bâtiment sans passer par une pompe à chaleur par soufflage ou par plafond rafraîchissant. Ce type de solution peut-être considéré comme un

rafraîchissement actif car il consomme l'électricité pour le fonctionnement d'un ventilateur (surconsommation à prévoir par rapport à une ventilation conventionnelle) ou d'une pompe pour le puits géothermique.

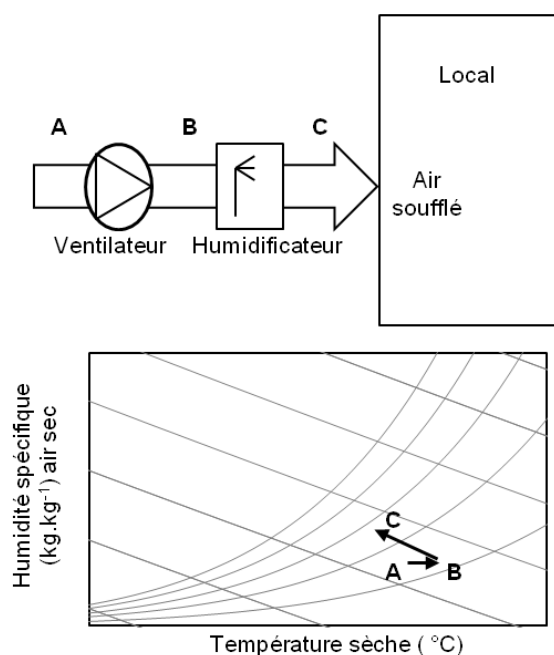


Figure 1. 9 : Schéma de principe d'un rafraîchisseur par évaporation adiabatique directe

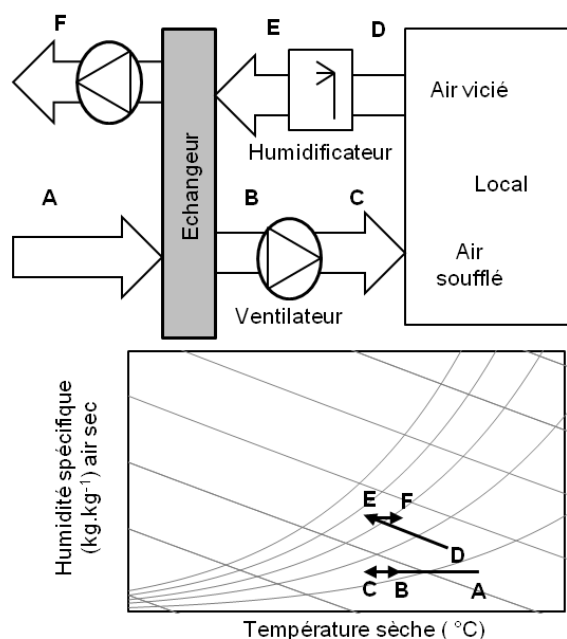


Figure 1. 10 : Schéma de principe d'un rafraîchisseur par évaporation adiabatique indirect avec une tour aéroréfrigérante d'après (Chlela, 2008)

Concernant les puits climatiques associant la ventilation et l'inertie (cf. figure 1. 6), un retour d'expérience a été réalisé sur la région Aquitaine dans le cadre du projet Effipuits (Gasparin et Lalanne, 2011). Les puits suivis équipaient des maisons individuelles et des lycées. Le retour de ce projet a montré que plusieurs puits présentaient des dysfonctionnements (échangeur double-flux bloqué) et des malfaçons (mauvaise évacuation de la condensation). Les performances et le fonctionnement des puits climatiques sont donc très sensibles à la mise en œuvre, il est donc nécessaire de faire appel à un installateur formé et expérimenté dans ce type de système. De plus, comme le montre la figure 1. 11, les opérations de terrassement pour les puits climatiques sont très importantes ce qui représente un surcoût dans le prix du système.

Le geocooling consiste à rafraîchir un liquide en utilisant des puits géothermiques. Le fluide ainsi rafraîchi peut alors échanger avec l'air via une batterie froide ou via un plafond rafraîchissant. Pahud et al. (Pahud et al., 2012) présentent un système composé de puits géothermiques et d'une pompe à chaleur (cf. figure 1. 12). L'avantage de cette configuration est que pendant l'hiver, les puits géothermiques sont du côté froid de la pompe à chaleur et donc ils vont refroidir le sol. Pendant l'été, les puits géothermiques échangent avec un plafond rafraîchissant par l'intermédiaire d'un échangeur eau/eau. L'inconvénient principal de cette solution est l'utilisation d'échangeurs car on utilise généralement deux fluides différents : eau glycolée pour les puits géothermiques et de l'eau pour le plafond ou de l'air.

Bien qu'il existe de nombreuses solutions de rafraîchissement passives ou actives pour maintenir le confort d'été, les systèmes de refroidissement représentent une solution robuste et économiquement intéressante au moment de l'investissement. Néanmoins, la réglementation RT 2012 tend à limiter leur utilisation pour respecter la consommation réglementaire établie.



Figure 1. 11 : Photographie d'un puits climatique installé dans le Lycée Pape Clément à Pessac (33)

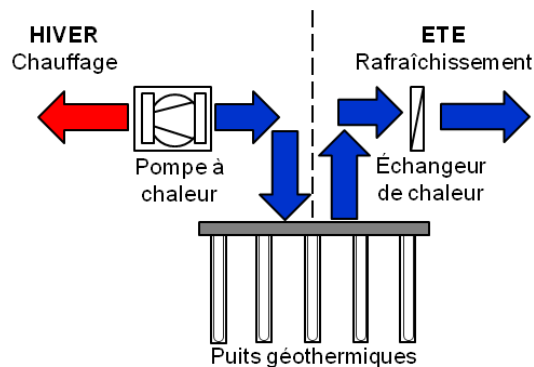


Figure 1. 12 : Principe de fonctionnement de puits géothermique ou geocooling d'après (Pahud et al., 2012)

1.3 Une utilisation de système de refroidissement restreinte

La RT 2012 restreint l'utilisation des systèmes de refroidissement pour le maintien du confort d'été dans les bâtiments pour respecter la consommation conventionnelle d'énergie primaire maximale (Cepmax). En effet, la Cepmax prend en compte 5 usages ou postes de consommation tels que le chauffage, la ventilation, le refroidissement, la production d'ECS et l'éclairage. Le refroidissement et l'éclairage sont considérés dans le Cepmax depuis la réglementation RT 2005. La grande différence de la RT2012, par rapport à l'ancienne réglementation, réside dans le calcul d'une valeur de la Cepmax indépendante du bâtiment alors que la RT 2005 (MEDDTL, 2006) s'appuyait sur un bâtiment de référence (géométrie identique au bâtiment étudié mais avec des caractéristiques fixées par la RT). La Cepmax est en moyenne égale $50 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ et sa variabilité dépend de plusieurs paramètres dont la zone climatique et la classe de bâtiment CE1 ou CE2.

Les bâtiments sont classés dans deux catégories distinctes CE1 (bâtiments non refroidi²) et CE2 (bâtiment refroidi) suivant quatre critères :

- La zone d'usage : logement/enseignement, bureaux, autres
- L'exposition des baies vitrées aux zones de bruit extérieur : BR1, BR2, BR3
- La zone climatique : H1a, b, c ; H2a, b, c, d ; H3 (cf. figure 1. 13)
- L'altitude : <400m, >400m et >800m

Un bâtiment est classé CE1 (bâtiment non refroidi) quand les baies ouvrables sont exposées à un niveau de bruit suffisamment bas (cf. le tableau 1. 2) , et que la situation du bâtiment (zone climatique et altitude) permet un rafraîchissement passif par sur-ventilation. La catégorie CE1 n'interdit pas l'utilisation de la climatisation mais ne prévoit pas de coefficient compensatoire supplémentaire dans le calcul de la Cepmax. Par conséquent, une réduction de consommation des autres postes (lumière, ECS, chauffage) devra être envisagée si un système actif pour le confort d'été est prévu pour un bâtiment de catégorie CE1.

Pour la catégorie CE2 (bâtiment refroidi), le calcul de la limite de consommation conventionnelle maximale (Cepmax) prévoit un coefficient de sécurité supplémentaire égal à 1,2 (QUALITEL, 2012) prenant en compte l'utilisation nécessaire de climatisation. De plus, les locaux de catégorie CE2 équipés de systèmes de refroidissement actif ne sont pas soumis aux exigences de confort d'été (calcul de la Tic et de facteurs solaires). Le bâtiment sera classé de catégorie CE2 si et seulement si, il est refroidi par une machine thermodynamique destiné au confort des personnes. Par conséquent, si un bâtiment remplissant les

² Dans la réglementation thermique RT 2012, le terme rafraîchi est utilisé pour les classes CE1 et CE2. Nous avons choisi d'utiliser le terme refroidi afin de ne pas amener de confusion entre le rafraîchissement actif et le refroidissement actif définis précédemment

conditions pour être en catégorie CE2 n'est pas équipé de système de refroidissement, il est alors classé CE1 et devra justifier le respect des exigences de confort d'été.

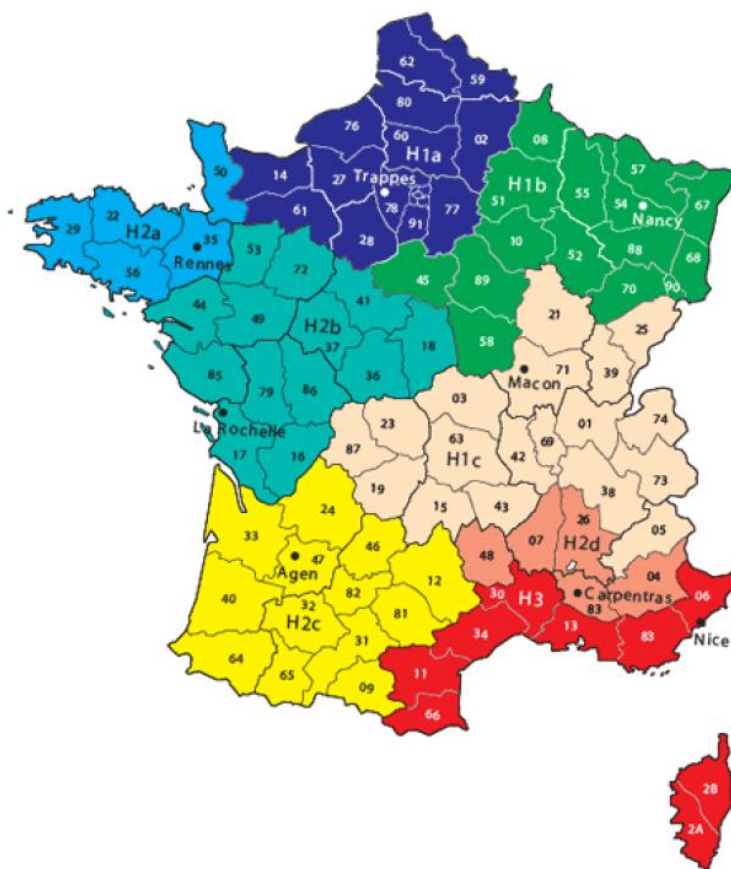


Figure 1. 13 : Cartes de la répartition des zones climatiques sur le territoire français selon la RT 2012 (CSTB, 2011)

Le tableau 1. 2 résume le classement des différentes situations dans les catégories CE1 et CE2. Concernant le logement, seules les zones climatiques H2d et H3 (voir figure 1. 13) avec une altitude inférieure à 400m peuvent être classés CE2 et donc prétendre au coefficient compensatoire prévu pour le maintien du confort d'été. Les bureaux sont classés en catégorie CE2 quelle que soit la zone climatique à partir d'une exposition à une zone de bruit de classe BR2.

La RT 2012 définit les systèmes de refroidissement pouvant maintenir une température intérieure suivant une consigne. Actuellement, seules des machines avec un cycle thermodynamique sont capables d'assurer ce pré-requis. Les paragraphes suivants présentent les deux principales technologies de refroidissement actuellement utilisées dans le bâtiment. Les machines à sorption également connues comme « climatisations solaires » ne sont pas présentées ici car leur utilisation reste très minoritaire.

1.3.1 La climatisation

Les systèmes de climatisation ou climatiseur sont des machines frigorifiques. En effet, ils fonctionnent suivant un cycle thermodynamique de compression/détente (cf. figure 1. 14). Ils sont donc généralement composés d'un compresseur (seul élément consommant de l'énergie), un évaporateur, un condenseur et d'un détendeur. La climatisation assure également une fonction de régulation de l'hygrométrie de l'air.

Zones à usage	Exposition aux zones de bruits	Zones Climatiques et Altitudes											
		H1a	H1b	H1c <400m	H1c >400m	H2a	H2b	H2c <400m	H2c >400m	H2d <400m	H2d >400m et <800m	H2d >800m	H3 <400 m
Habitation Enseignement	BR1												
	BR2												
	BR3												
Bureaux	BR1												
	BR2												
	BR3												
Autres concernés par la RT2012	BR1												
	BR2												
	BR3												

Tableau 1. 2 : Classements des bâtiments dans les catégories CE1/CE2 pour refroidissement en fonction de l'usage, de l'exposition au bruit, l'altitude et la zone climatique

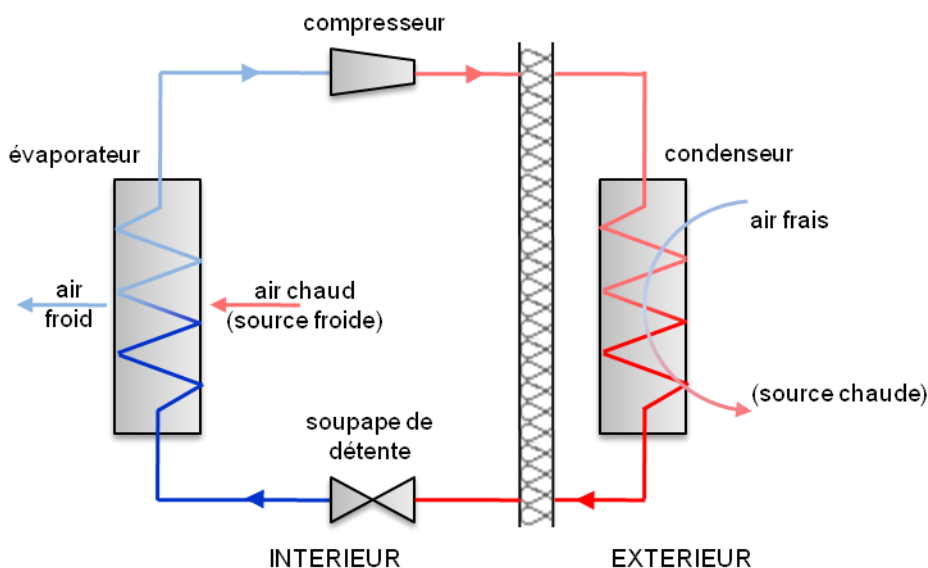


Figure 1. 14 : Schéma de principe de fonctionnement d'un climatiseur

Le climatiseur est le système principal de maintien du confort dans les bâtiments. Selon le rapport de la Commission Européenne concernant l'éco-conception des climatiseurs et des ventilateurs de confort (Commission of the European Communities, 2009), 4,7 millions d'unités ont été vendues en 2005 et 9 millions sont prévues en 2020. Ceci représentait en 2005 une consommation électrique de 30 TWh.an⁻¹ et 14 MteqCO₂ d'émission de gaz à effet de serre, et représenterait, en 2020, 73 TWh.an⁻¹ de consommation et 37 MteqCO₂ d'émission de gaz sans aucune mesure prise par les membres de l'Union Européenne.

Les figures 1.15 et 1.16 établies à partir des données du rapport EECCAC (Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners) (Adnot et al., 2003) montrent que le secteur tertiaire représente 92% des surfaces climatisées dans l'Union Européenne et le secteur résidentiel seulement 8% et que les climatisations centralisées représentent 66% de surfaces climatisées. Concernant la climatisation, le secteur résidentiel représente 23% des climatisations individuelles selon les données d'Adnot et al.

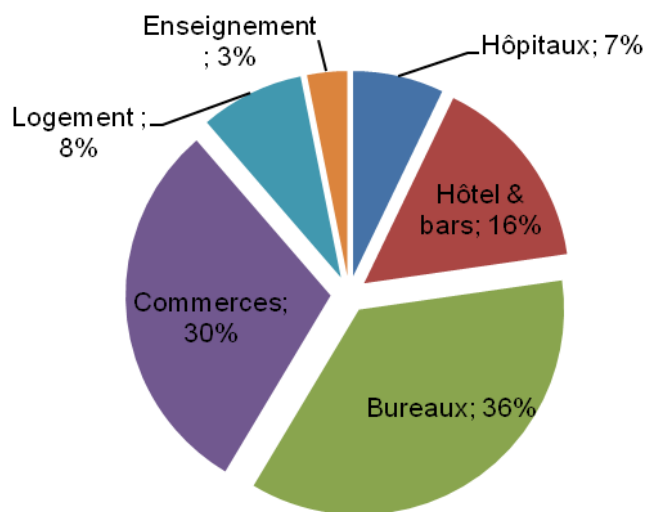


Figure 1. 15 : Répartition des surfaces climatisées par typologies d'usage à travers l'Union Européenne à partir des données de (Adnot et al., 2003)

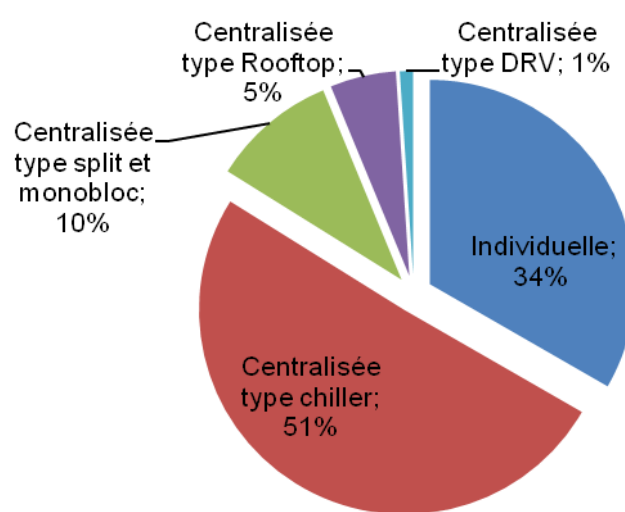


Figure 1. 16 : Répartition des surfaces climatisées par types de technologie à travers l'Union Européenne à partir des données de (Adnot et al., 2003)

Le rapport met en évidence que l'utilisateur final oriente généralement son choix vers un climatiseur de faible coût et donc de faible efficacité sans se préoccuper du coût sur le cycle de vie. En effet, le coût de l'énergie peut représenter jusqu'à 70-90% du coût total sur le cycle de vie de l'appareil comprenant l'achat, l'installation et la maintenance.

Le tableau 1. 3 montre les EER (Energy Efficiency Rate) conseillées pour les climatiseurs de puissance inférieure à 12 kW. L'EER est le ratio entre puissance de froid fourni et la puissance électrique appelée sous des conditions fixes (35°C à l'extérieur et 27°C à l'intérieur). L'EER est utilisée par les professionnels du génie climatique pour différencier les caractéristiques en production de froid et celles en production de chaud (représentée par le COP) dans les machines réversibles. On retrouve différentes typologies de climatisation :

- Le monobloc : Le système est composé d'un évaporateur et d'un condenseur. Tous les éléments sont compris dans un seul bloc installé dans un percement d'une paroi extérieure : un mur ou une fenêtre,
- Le mono-split : l'évaporateur est déporté pour des raisons d'intégration. Ceci permet de mettre le bloc compresseur/condenseur sur le toit (protégé de l'ensoleillement),
- Le multi-split : le bloc compresseur/condenseur alimente plusieurs évaporateurs répartis dans différentes pièces.

Généralement, le côté chaud (condenseur) utilise l'air comme vecteur d'évacuation et le côté froid (évaporateur) peut utiliser l'air (CTA, ventilo-convecteurs) ou l'eau (plafonds et poutres froids). L'évacuation de la chaleur via l'air extérieur participe la création d'îlots de chaleur urbains, c'est-à-dire, des zones localisées dans la ville où la température de l'air est plus élevée qu'aux alentours. Selon de Munck et al. (de Munck et al., 2010), les rejets de chaleur des systèmes de climatisation augmentent la température d'environ 0,25 à 1°C dans la ville de Paris. Ce phénomène est amplifié dans les zones peu ventilées comme les cours intérieures ou les impasses où les condenseurs sont installés en façade (cf. figure 1. 17).

Type de climatiseur	EER conseillé
Système monobloc/ froid seul	2,60 – classe C
Système split/ froid seul	2,60 – classe D
Système multi-split/ froid seul	2,80 – classe C
Système monobloc/ réversible	2,40 – classe D
Système split/ réversible	2,60 – classe D
Système multi-split/ réversible	3,00 – classe B

Tableau 1. 3 : Energy Efficiency Rate (EER) conseillées pour les systèmes de climatisation jusqu'à 12kW (Energie+, 2004)



Figure 1. 17 : Impasse de Nice où chaque appartement est équipé d'un climatiseur mono-split (janvier 2013)

1.3.2 La pompe à chaleur

La pompe à chaleur (PAC) fonctionne sur le même cycle thermodynamique qu'une climatisation. Elle est utilisée et optimisée pour chauffer les bâtiments (sources chaude et froide inversées par rapport à une climatisation ; cf. figure 1. 18). Cependant, on trouve de plus en plus de PAC réversibles. Une pompe à chaleur réversible air/air est d'ailleurs équivalente à une climatisation réversible mais optimisée pour le chauffage. Les différences entre climatisation réversible et PAC aérothermique réversible tendent à diminuer dans les derniers développements selon (Maïzia, 2007).

A l'instar de la climatisation qui utilise comme source chaude l'air extérieur (aérothermie -baisse de l'efficacité au delà de 35°C), la pompe à chaleur peut utiliser comme vecteur l'eau pour la faire circuler soit dans le sol (géothermie) ou une rivière (aquathermie). L'aquathermie et la géothermie ont généralement une efficacité supérieure (COP=4-5) à l'aérothermie (COP=2-3) et restent constantes tout au long de l'année. Cependant, elles représentent un investissement plus important. Le tableau 1. 4 est un comparatif des différentes solutions de pompe à chaleur fournie par l'ADEME. Bien que l'aérothermie soit la solution la moins efficace, elle reste le type de PAC le plus installé en France avec 61 % (cumul air/eau et air/air) d'après la figure 1. 19 car moins onéreux à l'investissement (cf. tableau 1. 4).

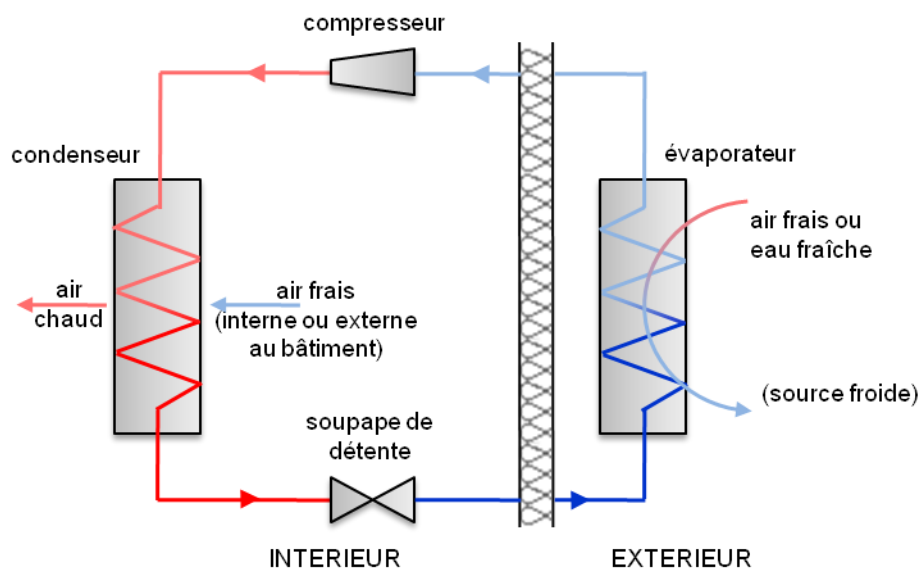


Figure 1. 18 : Schéma de principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur

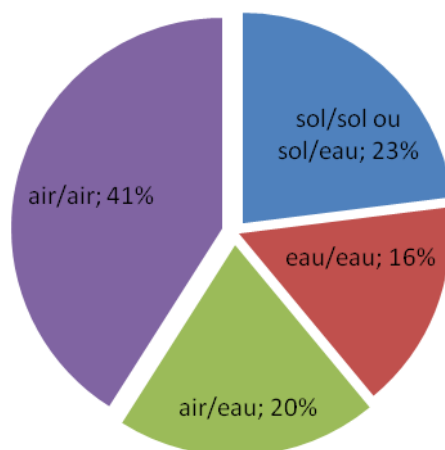


Figure 1. 19 : Parts de marché par type de pompe à chaleur en 2003 pour la France

Le tableau 1. 4 montre que parmi les différentes technologies, les PAC eau/eau, air/eau et air/air sont adaptées au confort d'été. De plus, les PAC à air côté extérieur représentent un coût d'investissement moindre par rapport à la PAC eau/eau nécessitant un forage pour les puits géothermiques. Cependant, leur coût d'utilisation est plus important car elles nécessitent un appoint de chauffage en période de froid rigoureux.

	PAC sol/sol ou sol/eau	PAC eau glycolée ou eau/eau	PAC air extérieur/eau	PAC air extérieur/air ou air extérieur/air neuf
Coût (€.m ⁻² chauffé et rafraîchi quand c'est possible)	<ul style="list-style-type: none"> Investissement : 70 à 100, hors ECS et froid Fonctionnement : de 2,3 à 3,5€.m⁻².an⁻¹ 	<ul style="list-style-type: none"> Investissement : <ul style="list-style-type: none"> - capteurs horizontaux : de 85 à 135 - capteurs verticaux : de 145 à 185 - capteurs à nappe : de 80 à 130 Fonctionnement : de 2,3 à 3,5€.m⁻².an⁻¹ 	<ul style="list-style-type: none"> Investissement : de 65 à 90 (chauffé et rafraîchi) Fonctionnement : de 2,5 à 3,7 €.m⁻².an⁻¹ 	<ul style="list-style-type: none"> Investissement : de 60 à 90 (chauffé et rafraîchi) Fonctionnement : de 2,5 à 3,7 €.m⁻².an⁻¹
Appoint	Pas nécessaire	Pas nécessaire	Toujours intégré au système peu ou pas utilisé dans les systèmes très performants	Nécessaire
Eau chaude sanitaire	Production possible	Production possible	Préchauffage ou préchauffage possible	Non conçu pour produire
Refroidissement	Pas possible sur plancher chauffant, possible avec des unités à détente directe	Possible (sauf si les émetteurs sont des radiateurs) et bien maîtrisé	Possible (sauf si les émetteurs sont des radiateurs) et bien maîtrisé	Possible et bien maîtrisé
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> Système simple, coût limité pour du géothermique Adapté au climat rigoureux Existence obligatoire d'un avis technique du CSTB 	<ul style="list-style-type: none"> Adapté au climat rigoureux Peu de fluide frigorigène Adaptation possible à un réseau de chauffage central existant 	<ul style="list-style-type: none"> Système simple, coût limité Utilisable en appartement à chauffage individuel Peu de fluide frigorigène ; confiné dans le pac Adaptation possible à un réseau de chauffage central existant 	<ul style="list-style-type: none"> Utilisable en appartement à chauffage individuel Couplage avec la VMC pour les PAC air extrait/air neuf
Contraintes	<ul style="list-style-type: none"> Capteurs horizontaux seulement Quantité importante de liquide frigorigène Exiger une solide expérience de la part de l'installateur Pour la PAC sol/sol, technologie de plancher spécifique 	<ul style="list-style-type: none"> Systèmes plus coûteux <p>Pour capteur verticaux et à nappe :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Exige une solide expérience de l'installateur et du foreur - Démarche et autorisation à envisager - Coût élevé du forage 	<ul style="list-style-type: none"> Exiger des modèles particulièrement performants dans les climats rigoureux Vérifier le niveau de bruit développé par la PAC 	<ul style="list-style-type: none"> N'assure pas la production d'eau chaude sanitaire Nécessite le passage d'un réseau de gaine de soufflage de l'air N'assure pas la totalité du chauffage pour les PAC air extrait/air neuf

Tableau 1. 4 : Tableau comparatif des différents types de pompe à chaleur, (ADEME, 2012; Béranger, 2013) prix affichés TTC

1.4 Opportunités de développement technologique vers des solutions alternatives

Comme il a été décrit précédemment, chaque solution du maintien de confort a ses avantages et ses inconvénients. Les solutions actives permettent généralement d'adapter facilement la production à la demande. Cependant, la demande en ressource énergétique (électricité, gaz ou énergie solaire) est très fortement corrélée à la demande de froid, ce qui peut impliquer des problèmes de charge sur les réseaux. D'autre part, les solutions passives sont généralement bon marché mais dépendent de leur environnement (configuration du bâtiment, vent, soleil) et sont généralement difficilement contrôlables.

En 2020, la future réglementation thermique RT 2020 sera appliquée en France. Elle imposera vraisemblablement que les bâtiments neufs soient à énergie positive. Il est donc nécessaire de proposer des solutions techniques basse consommation pour maintenir le confort d'été. De plus, les bâtiments construits avant 1990 représentant toujours 81% du patrimoine bâti français (ADEME, 2009), ces solutions doivent pouvoir participer à la réhabilitation énergétique de ces bâtiments.

Cherchant à répondre au contexte actuel et futur du bâtiment en France et en Europe, le présent travail de thèse propose un *système intégré de rafraîchissement d'air pour le bâtiment à base de Matériaux à Changement de Phase* (MCP). Cette technologie de rafraîchissement a été choisie car elle utilise l'inertie importante dans le changement de phase de MCP avec une bonne compacité (ratio entre la surface d'échange et le volume occupé) grâce à la configuration en échangeur-stockeur. De plus, le système développé ici se veut intégrable dans le bâtiment comme un système de refroidissement actif (pas de terrassement) et peut s'intégrer dans un réseau de ventilation existant.

Le développement technologique présenté dans cette étude s'appuie sur deux prototypes (cf. figures 1.20 et 1.21) de maisons énergétiquement très performantes élaborées dans le cadre des éditions 2010 et 2012 de la compétition internationale interuniversitaire du Solar Decathlon Europe (www.sdeurope.org). Parmi les différentes règles, la compétition impose aux maisons concurrentes de maintenir une température intérieure inférieure à 25°C tout au long de la journée tout en favorisant une sobriété énergétique.



Figure 1. 20 : Photographie de la maison Napevomo



Figure 1. 21 : Photographie de la maison SUMBIOSI

NAPEVOMO (cf. figure 1. 20) est une maison individuelle d'une surface habitable de 47m² conçue pour accueillir deux personnes. Cette maison construite pour le Solar Decathlon Europe 2010 a été conçue et construite par les étudiants de l'école d'ingénieur « Arts et Métiers ParisTech » avec le support technique d'un consortium d'entreprises (dont Nobatek, centre de ressources technologiques) et le support scientifique de l'Institut de Mécanique et d'Ingénierie de Bordeaux (I2M). Après la compétition qui a eu lieu à Madrid en juin 2010, la maison a été reconstruite sur le site du centre Arts et Métiers Paristech de Bordeaux où elle a été équipée de capteurs et suivie pendant 2 ans et demi.

SUMBIOSI, projet successeur de NAPEVOMO (cf. figure 1. 21) est une maison individuelle modulaire d'une surface habitable de 70 m² conçue pour accueillir 3 personnes de façon permanente et jusqu'à 5 personnes provisoirement. La maison a été conçue et construite par les étudiants d'un consortium d'établissement « Aquitaine Bordeaux Campus » comprenant notamment l'école nationale supérieure d'architecture et de paysage de Bordeaux, Arts et Métiers ParisTech et l'Université de Bordeaux. Elle est actuellement installée sur le site de l'IUT de l'Université de Bordeaux.

NAPEVOMO et SUMBIOSI sont des maisons à structure légère (ossature bois) afin de respecter la contrainte de transportabilité et à très faible empreinte au sol (contrainte par le concours). Par conséquent, l'inertie de ces maisons est très faible. Le rafraîchisseur d'air à base de Matériaux à Changement de Phase (MCP) apporte cette inertie manquante avec une grande compacité (rapport entre surface d'échange et volume occupé) via un conditionnement des matériaux dans des échangeur-stockeurs.

Le principe de fonctionnement (cf. figure 1. 22) est identique pour les deux systèmes conçus pour NAPEVOMO et SUMBIOSI. Pendant la journée, l'air chaud est extrait de la maison et traverse les échangeur-stockeurs cédant sa chaleur au MCP. Ainsi rafraîchi l'air est ensuite soufflé dans la maison. Le MCP fondant sur une plage de température restreinte, il possible alors de réguler la température intérieure de la maison. Pendant la nuit, la phase solide du MCP est régénérée en soufflant de l'air dans les échangeur-stockeurs frais venant de l'extérieur. L'air réchauffé par le MCP est ensuite rejeté vers l'extérieur.

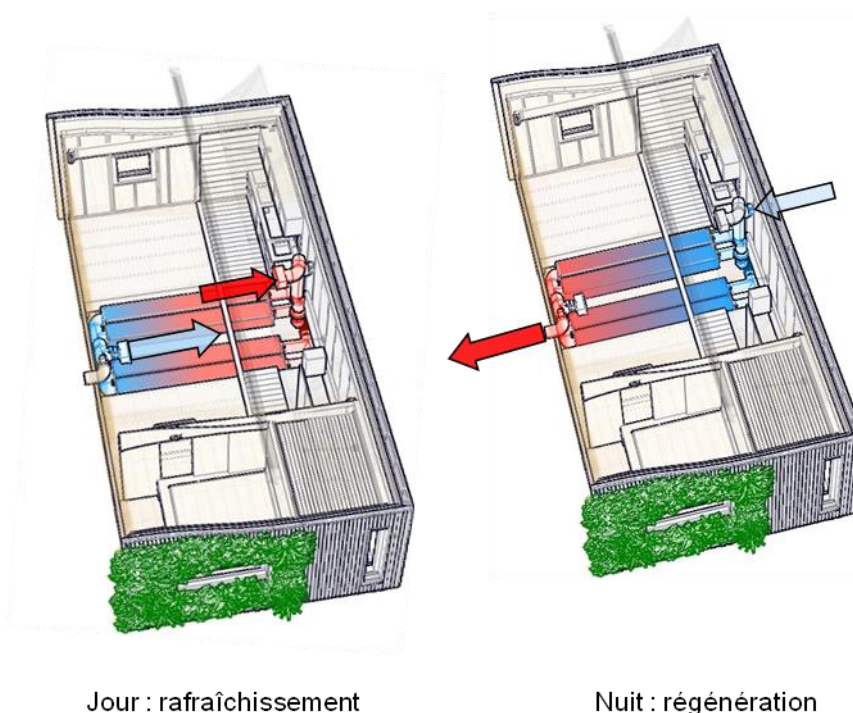


Figure 1. 22 : Principe de fonctionnement du système de rafraîchissement d'air utilisant des MCP

L'objectif de ce développement technologique est de proposer un système de rafraîchissement semi-passif. Afin de proposer un produit adapté au marché des systèmes pour le maintien du confort d'été, les enjeux industriels identifiés sont les suivants :

- définir une gamme de produits adaptés et prêts à l'emploi pour des bâtiments dans des zones géographiques ciblées,
- diffuser les outils de préconisation aux bureaux d'étude spécialisés en thermique du bâtiment et génie climatique,
- obtenir le titre V demandé par la Réglementation thermique RT 2012 pour une mise sur le marché,

- proposer un système en adéquation avec la démarche des certifications environnementales nationales,
- produire un système économiquement rentable sur son cycle de vie.

De plus, les verrous scientifiques ont été identifiés à trois échelles différentes. Tout d'abord à l'échelle du matériau :

- produire les connaissances physiques sur les changements de phase et les coefficients d'échanges associés au couple MCP/surface d'échanges et milieu environnant.

Ensuite à l'échelle de l'échangeur-stockeur :

- définir un circuitage de l'air et les surfaces adaptées selon les conditions extérieures voulues,
- optimiser l'ensemble écoulement d'air, surfaces adaptées et MCP adéquat,
- valider expérimentalement les connaissances théoriques produites ainsi que le modèle de simulation,
- simuler le comportement thermique d'un échangeur-stockeur.

A l'échelle systémique environnement/échangeur :

- définir l'algorithmique et les modèles associés à l'outil d'aide à la décision.

Enfin, les verrous scientifiques s'accompagnent de verrous techniques à débloquent :

- simuler le couplage Système/Bâtiment,
- maîtriser l'évolution de la forme du MCP solide et la cinétique de fusion/solidification.

1.5 Plan de thèse

Afin de répondre aux enjeux industriels et de débloquent les verrous techniques et scientifiques qui ont été identifiés, le travail de thèse présenté dans la suite de ce manuscrit s'articule autour de 4 axes dont le synoptique est présenté en figure 1. 23.

Chapitre 2

Tout d'abord l'analyse de l'existant est réalisée concernant les matériaux, les échangeurs-stockeurs et les systèmes. Les MCP utilisables pour l'application de rafraîchissement dans le bâtiment sont répertoriés et classés. De plus, des articles scientifiques récents concernant les transferts thermiques dans les MCP ainsi que le comportement mécanique du MCP lors du changement de phase sont analysés. Les différents échangeurs-stockeurs développés dans la littérature sont présentés et comparés ainsi que leur intégration dans le bâtiment.

Chapitre 3

Un modèle de simulation thermique de l'échangeur-stockeur est ensuite présenté. Ce modèle simule des cycles complets, c'est-à-dire, rafraîchissement de l'air et régénération de la phase solide. Dans le cadre du développement s'appuyant sur les deux prototypes existants, le modèle est adapté aux échangeurs-stockeurs composés d'encapsulations rectangulaires soumises à un écoulement d'air horizontal. Les phénomènes dominant lors de la fusion du MCP sont la convection naturelle et la fusion par contact : en effet, la phase solide, plus dense que la phase liquide est soumise à la gravité et à la poussée d'Archimède, tombe au fond de l'encapsulation ; ainsi la phase solide du MCP reste à proximité de la surface intérieure de l'encapsulation favorisant les transferts thermiques. Le modèle développé est ensuite couplé à un programme de simulation

Thermique Dynamique (STD) du bâtiment. Ce couplage est appelé co-simulation car il permet de simuler simultanément le système et le bâtiment dans lequel il est installé. La réponse dynamique du système dépendant de la température intérieure pour le rafraîchissement et de la température extérieure pour la régénération, cette stratégie permet d'évaluer les performances du système in situ.

Chapitre 4

La validation expérimentale consiste, dans un premier temps, à comparer les résultats expérimentaux obtenus avec des conditions aux limites maîtrisées, avec les résultats numériques obtenus par le modèle de simulation avec les mêmes conditions aux limites. Cette comparaison, réalisée sur 3 configurations d'échangeur-stockeurs (prototype N°1, prototype N°2 position horizontale, prototype N°1 position horizontale), permet de valider les hypothèses ainsi que leur domaine de validité concernant le comportement du MCP et les corrélations des coefficients d'échanges. La co-simulation est validée également en comparant les résultats du suivi de la maison NAPEVOMO avec le système de rafraîchissement. Après une vérification du modèle de maison sans le système de rafraîchissement étudié, les résultats de la co-simulation sont comparés aux résultats de la maison équipée du système de rafraîchissement et d'un convecteur électrique forçant la surchauffe de la maison.

Chapitre 5

Enfin, un premier outil d'optimisation est proposé comme application du modèle développé. En s'appuyant sur une analyse fonctionnelle du système, les critères sont définis et uniformisés par l'intermédiaire de la méthode de monétisation. Ces critères alors définis sur une même échelle de valeur peuvent être agrégés sous une même fonction-objectif qui pourra alors être optimisée en fonction des variables de conception préalablement définis.

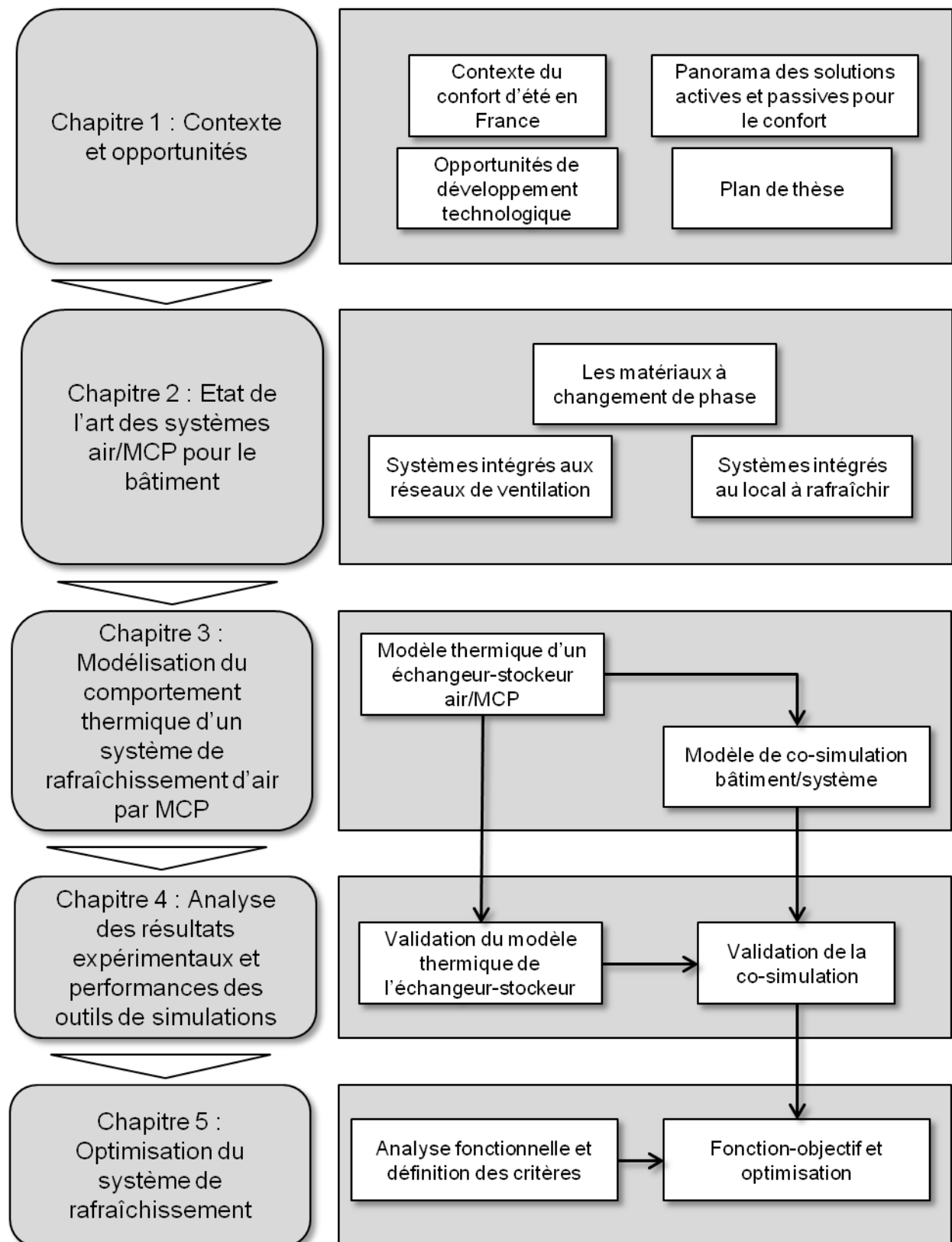


Figure 1. 23 : Synoptique du plan de thèse

Chapitre 2 : Etat de l'art des systèmes air/Matériaux à Changement de Phase (MCP) pour le bâtiment

2.1	Etat de l'art à l'échelle du MCP	26
2.1.1	MCP utilisés	26
2.1.2	Transferts thermiques dans les MCP	28
2.2	Etat de l'art à l'échelle du système et du bâtiment	29
2.2.1	Systèmes intégrés au réseau de ventilation	29
2.2.1.1	Echangeurs-stockeurs	30
a)	Echangeurs à sphères	30
b)	Echangeurs à tubes	31
c)	Echangeurs à plaques	33
2.2.1.2	Intégration des échangeurs-stockeurs dans le bâtiment	35
2.2.2	Les systèmes intégrés au local à rafraîchir	37
2.3	Synthèse et conclusions du chapitre 2	39

Ce chapitre présente l'état de l'art des différents systèmes actifs air/MCP en s'appuyant sur trois échelles : le matériau, le système et le bâtiment. Une revue des MCP potentiels pour le rafraîchissement des bâtiments est tout d'abord faite ainsi que l'étude des modèles de transferts thermiques utilisés pour simuler le comportement des MCP. Les systèmes inventoriés sont ensuite classés dans deux grandes catégories : les systèmes à échangeurs et les systèmes intégrés dans le local à traiter. Pour chaque catégorie, les publications scientifiques et les brevets sont analysés. Enfin, une synthèse du chapitre est proposée mettant en évidence les points clefs à retenir.

2.1 Etat de l'art à l'échelle du MCP

2.1.1 MCP utilisés

Abhat a établi, en 1983, la classification des matériaux utilisés pour le stockage thermique de l'énergie. Cette classification faisant office de référence dans le domaine est développée dans la figure 2. 1 pour le stockage thermique par chaleur latente solide/liquide.

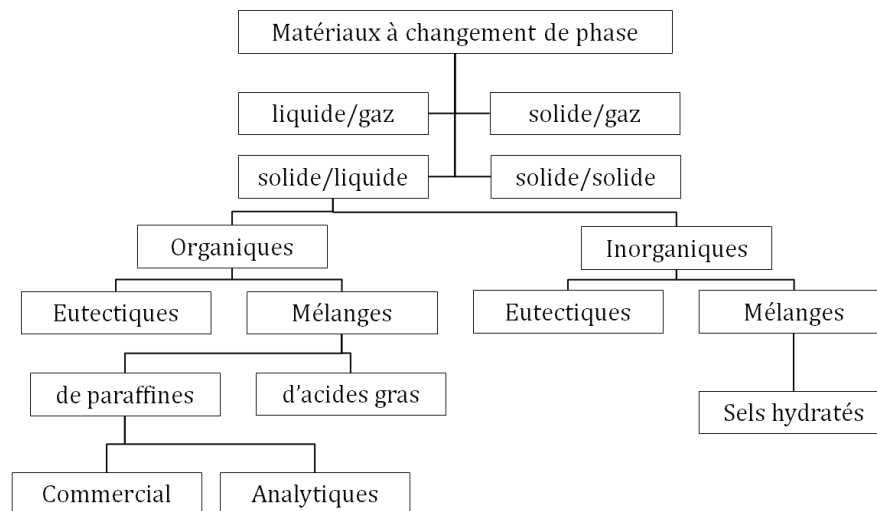


Figure 2. 1 : Organigramme de classification des MCP solide/liquide

Les deux grandes classes de matériaux à changement de phase sont les matériaux organiques et inorganiques. Dans chaque catégorie, on retrouve des matériaux purs comme les alcanes pour les paraffines. Ces matériaux purs présentent généralement les meilleures chaleurs latentes. Les mélanges de matériaux purs permettent d'adapter les températures de transition de phase aux besoins mais avec une dégradation de la chaleur latente et un étalement de la plage de transition de phase (séparation du solidus et du liquidus). La transition de phase passe par un état métastable où solide et liquide sont mélangés et le front de fusion n'est plus une interface nette, c'est la zone pâteuse. Cependant, la plage de températures de changement de phase peut être, dans certains cas, très restreinte pour des proportions précises de chaque composant ; on parle alors de mélange eutectique.

Les paraffines et les acides gras font partie des matériaux organiques alors que les sels hydratés, très utilisés pour les applications solaires, sont des matériaux inorganiques. Le tableau 2. 1 présente les avantages et les inconvénients de ces deux grandes classes de matériaux à changement de phase (Zalba et al., 2003).

Pour l'application de rafraîchissement actif du bâtiment, la température de changement de phase doit être inférieure à la température maximale de confort. Cette température de confort est définie à 31°C selon de Dear et Brager (de Dear et Brager, 1998) et à 26°C selon la Tic de la RT2012 (définie dans le paragraphe 1.2). La température de changement de phase doit être aussi supérieure à la température de l'air extérieur pendant la nuit. Nous avons défini cette température à 10°C en sachant que cette température doit être adaptée à chaque localité dans laquelle le système sera installé.

En 2003, Zalba et al. (Zalba et al., 2003) ont répertorié les matériaux avec le potentiel d'utilisation comme MCP dans le bâtiment. Dans l'intervalle [10 ; 31°C], 16 substances inorganiques dont 5 produits commerciaux et 19 substances organiques dont deux produits commerciaux sont inventoriées. En 2011, Cabeza et al. ont actualisé cette liste (Cabeza et al., 2011) avec 81 substances organiques et inorganiques confondues dont 17 produits

commerciaux. Un inventaire plus exhaustif est présenté en Annexe B reprenant ceux de Zalba et al. et Cabeza et al. avec une mise à jour des produits commerciaux : PCM Products (PCM Products, 2013), PCP Australia (PCP Australia, 2013), RGEES (RG Energy Efficiency Systems, 2013), Rubitherm (RubiTherm GmbH, 2011). Cet inventaire de 110 substances utilisables comme MCP montre, qu'en 10 ans, le nombre de MCP pour la plage de température [10 ; 31°C] a été multiplié par 3. Ceci met en évidence l'intensité de la recherche et du développement technologique autour des matériaux à changement de phase afin de proposer toutes les températures de fusion.

	Organiques	Inorganiques
Avantages	Non corrosif Pas ou peu de surfusion Bonne stabilité chimique et thermique	Grande chaleur latente
Inconvénients	Chaleur latente moindre Faible conductivité thermique Haute inflammabilité	Surfusion Corrosif Séparation de phase Ségrégation de phase et instabilité thermique

Tableau 2. 1 Résumé des avantages et inconvénients (Zalba et al., 2003)

A partir des informations de la littérature, les MCP ont été classés et dénombrés suivant deux caractéristiques : la température de changement de phase et la chaleur latente. Les figures 2.2 et 2.3 présentent respectivement la distribution des MCP selon la température de changement de phase et la chaleur latente de transition solide/liquide. La figure 2. 2 montre qu'il existe au moins un matériau par température et couvre tout l'intervalle de température [10 ; 31°C]. Il y a tout de même une concentration de matériaux entre 20 et 30°C car cette plage est intéressante pour le stockage passif ou semi-passif en chauffage ou en rafraîchissement dans le bâtiment. Concernant les chaleurs latentes, la majorité des MCP répertoriés ont une chaleur latente comprise entre 100 et 200 kJ.kg⁻¹. Les valeurs données par les fabricants sont tout de même à prendre avec précaution car un certain nombre intègre la chaleur sensible du liquide et du solide sur une certaine plage de température.

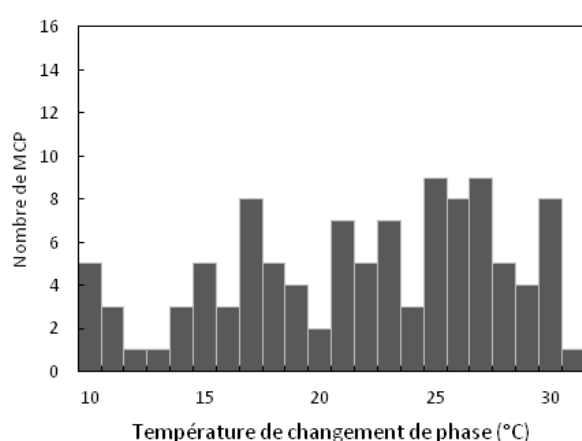


Figure 2. 2 : Distribution des MCP en fonction de leur température de changement de phase

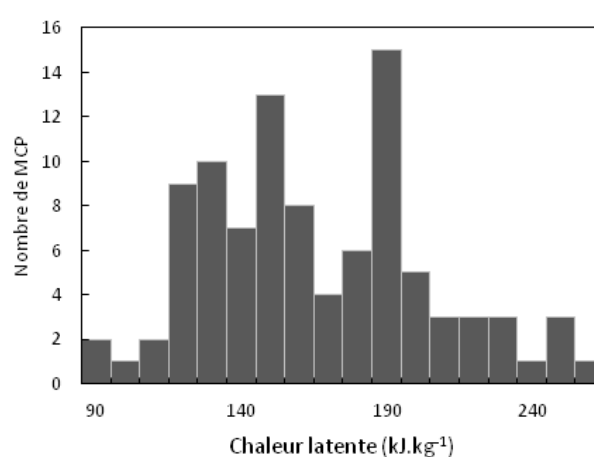


Figure 2. 3 : Distribution des MCP en fonction de leur chaleur latente de fusion

Les tableaux B.1 à B.6, présentés en Annexe B montrent également le manque de connaissance sur les matériaux à changement de phase. En effet, les cases indiquant les propriétés de base telles que les conductivités thermiques et les masses volumiques des phases solide et liquide sont pour la plupart vides alors

qu'une bonne caractérisation thermo-physique du MCP devrait s'accompagner également de la viscosité et de la dilatation volumique lors du changement de phase.

Afin de pouvoir sélectionner un MCP, le tableau 2. 2 (Zalba et al., 2003) rappelle les critères que doit remplir le matériau pour être un bon MCP :

Propriété thermique		Propriétés physiques		Propriété chimiques		Propriétés économiques
Température de changement de phase adaptée	de	Changement de volume faible	de	Compatibilité avec le conteneur		Bon marché
Chaleur élevée	latente	Masse volumique importante		Pas de séparation de phase		Bonne disponibilité
Bonne conductivité thermique pour les phases liquide et solide		Peu ou pas de surfusion		Non-toxique, inflammable, non polluant		

Tableau 2. 2 Résumé des critères de sélection d'un matériau à changement de phase

2.1.2 Transferts thermiques dans les MCP

Dutil et al. (Dutil et al., 2010) ont fait une analyse très approfondie de la littérature scientifique sur les modèles thermiques et les simulations concernant les MCP (252 articles analysés). L'enjeu de la modélisation prédictive du comportement du matériau à changement de phase vient du caractère non-linéaire de la détermination de la position des interfaces de fusion du MCP induit par l'interdépendance entre la variation des coefficients d'échanges et l'évolution des fronts de fusion ou de solidification. Les auteurs précisent qu'il existe des résolutions analytiques (Lacroix, 2001; Lamberg, 2004) aux problèmes de changement de phase dans des échangeurs-stockeurs, voire semi-analytiques (Vakilaltojjar et Saman, 2001; Zhang et Faghri, 1996). Ces modèles permettent de résoudre le problème de manière très rapide. Cependant, leurs domaines de validité sont souvent très restreints concernant les conditions aux limites (température uniforme) ou la géométrie de l'échangeur-stockeur.

Dutil et al. mettent en évidence, quelle que soit la géométrie, deux phénomènes dominent les transferts thermiques : la fusion par contact proche (close-contact melting) et la convection dans la phase liquide. La figure 2. 4 montre l'évolution expérimentale de la fusion du mélange binaire d'alcane Hexadecane(C16) et Octadecane (C18) présenté par Zalba (Zalba, 2002). Les photographies montrent une vue latérale de l'encapsulation. On peut remarquer la forme trapézoïdale du MCP solide et le fait que le MCP solide reste constamment en contact avec la surface inférieure de l'encapsulation. Dans leur analyse, Dutil et al. rappellent que le transfert thermique entre la paroi inférieure et le MCP est environ 10 fois supérieure à l'échange entre le MCP et la paroi supérieure de l'encapsulation. La forme trapézoïdale montre que l'écoulement de l'air chaud vient de droite.

Assis et al. (Assis et al., 2007) et Tan et al. (Tan et al., 2009) ont étudié, respectivement la fusion des paraffines RT27 de Rubitherm et n-octadéane dans des encapsulations sphériques (figure 2. 5). Dans la première étude, le MCP est libre, elle montre l'importance de la fusion par contact. Dans la deuxième étude, le MCP est contraint par un fil constitué de thermocouples empêchant la phase solide de tomber dans le fond de la sphère. Les auteurs souhaitent montrer que le transfert thermique est dominé dans un premier temps par la conduction car la forme du MCP reste sphérique. Après 40 minutes, la forme ovoïde de la phase solide montre la présence de mouvement de la phase liquide de la partie inférieure vers la partie supérieure de la sphère.

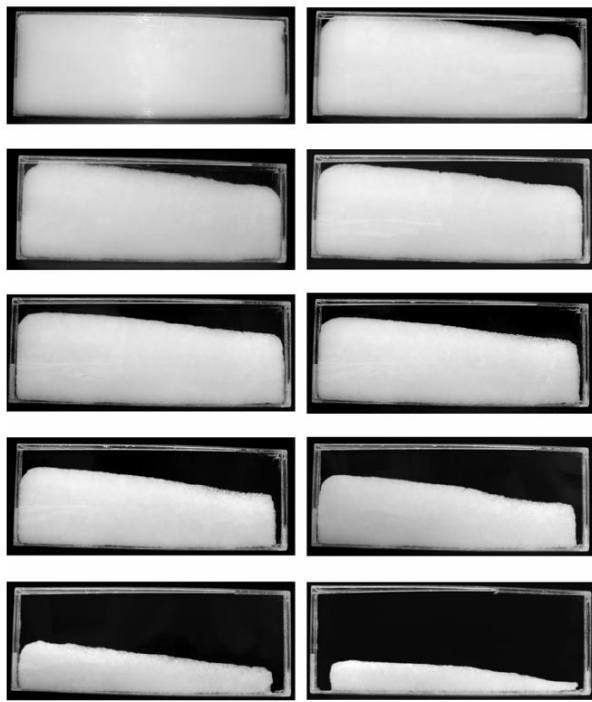


Figure 2. 4 : Evolution de la fusion de C16-C18 dans un plaque verticale de ratio B=10 (Zalba, 2002)

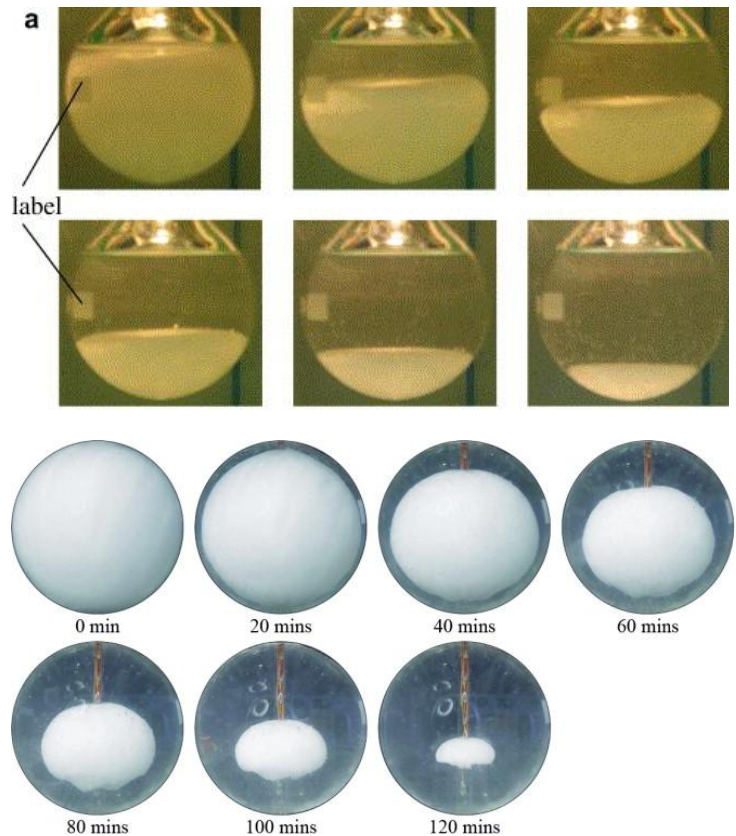


Figure 2. 5 : Evolution de la fusion dans une sphère étudié par Assis et al. (Assis et al., 2007) au dessus (RT27) et par Tan et al. (Tan et al., 2009) photographies du dessus (n-octadécane)

Enfin, Dutil et al. ont divisé leur conclusion en deux axes : (1) problèmes numériques et validation, (2) type de matériaux et de configurations. A propos du premier axe, les auteurs reprochent à leurs pairs de trop s'appuyer sur des données expérimentales voire numériques issues de publications antérieures pour valider leurs travaux numériques sans en maîtriser les hypothèses. Les auteurs conseillent donc leurs pairs de valider les modèles de simulation en s'appuyant sur des données expérimentales adaptées aux hypothèses posées par ces modèles. Concernant le deuxième axe, les auteurs veulent avertir le lecteur sur les risques de la généralisation des modèles pour les différentes géométries. La convection naturelle dans l'encapsulation est par exemple très sensible à la viscosité et la conductivité thermique du MCP.

2.2 Etat de l'art à l'échelle du système et du bâtiment

2.2.1 Systèmes intégrés au réseau de ventilation

Les systèmes rapportés sont composés d'un ou plusieurs échangeurs-stockeurs intégrés dans un réseau de ventilation existant ou dédié au rafraîchissement. Dans ce paragraphe, la géométrie des différents échangeurs-stockeurs air/MCP répertoriés dans la littérature scientifique et les brevets sont traités ainsi que leur intégration dans le bâtiment. On retrouve différentes géométries d'échangeurs-stockeurs qui peuvent être classées dans 3 catégories : les échangeurs à sphères, les échangeurs à tubes et les échangeurs à plaques.

2.2.1.1 Echangeurs-stockeurs

Plusieurs échangeurs-stockeurs sont répertoriés dans ce paragraphe avec des surfaces d'échanges simples (sphères, tubes, plaques) et augmentées (ailettes). Tous les échangeurs-stockeurs sont composés d'éléments communs :

- l'encapsulation est le contenant du MCP. Pour les macro-encapsulations avec des géométries simples, l'encapsulation remplit aussi la fonction de surface d'échange. Pour les micro-encapsulations, les matériaux d'encapsulation sont le plus souvent poreux et leur matrice est imprégnée du MCP ; la surface d'échange est donc la surface extérieure de l'encapsulation.
- Le caisson est la partie extérieure de l'échangeur-stockeur assurant l'étanchéité pour l'écoulement d'air, la contenance et la répartition des encapsulations.

Deux critères sont utilisés pour comparer les échangeurs-stockeurs entre eux. Le premier est la compacité définie comme le ratio de la surface d'échange entre l'encapsulation et l'air (A_{a-p}) sur le volume occupé par l'échangeur-stockeur (V_{ech}). Dans cette comparaison, l'épaisseur des parois du caisson et l'isolation ne sont pas considérées. Le volume de l'échangeur stockeur (V_{ech}) est déterminé par les dimensions intérieures du caisson. La compacité est donc exprimée de la manière suivante :

$$C_{ech} = \frac{A_{a-p}}{V_{ech}} \quad (2-1)$$

Le deuxième critère est le taux d'occupation du MCP (γ) défini comme le ratio entre le volume de MCP contenu dans l'échangeur et le volume de l'échangeur -stockeur

$$\gamma = \frac{V_{MCP}}{V_{ech}} \quad (2-2)$$

a) Echangeurs à sphères

Arkar et al. (Arkar et Medved, 2005; Arkar et al., 2007) présentent un système de rafraîchissement de l'air composé par deux échangeurs-stockeurs cylindriques verticaux remplis de sphères (figure 2. 6), elles-mêmes remplies de paraffine Rubitherm RT20. Les auteurs font la comparaison des résultats expérimentaux et numériques sur un échangeur-stockeur démontrant la précision de leur modèle de simulation. Lors des expériences, l'échangeur-stockeur est soumis à des débits compris entre $76\text{m}^3.\text{h}^{-1}$ et $215\text{m}^3.\text{h}^{-1}$ et une température d'air comprise entre 32 et 34°C pour le demi-cycle de rafraîchissement et entre 14 et 10°C pour le demi-cycle de régénération. A partir des données fournies par les auteurs, les dimensions de l'enveloppe de l'échangeur ($\varnothing 0,34 \times 1,52\text{m}$), la porosité (0,388) et le diamètre des sphères (0,05m), le nombre de sphère est estimé à 1280 sphères réparties sur 35 rangées. La masse totale de MCP dans l'échangeur est donc évaluée à 60 kg. La compacité de l'échangeur est de 73 m^{-1} et le taux d'occupation du MCP (γ) est égal 61,2%.

Le tableau 2. 3 résume les résultats expérimentaux obtenus par Arkar et Medved (Arkar et Medved, 2005). La durée du changement de phase dans le prototype s'étale entre 5 et 15 heures en fonction du débit et de l'écart de température entre la température de l'air en entrée et celle du changement de phase. En considérant que la température de changement de phase de la paraffine RT20 est égale à 20°C, les écarts de température entre l'air en entrée de l'échangeur et le MCP sont de 12°C et 14°C pour le rafraîchissement et d'environ de 12,5°C et 9°C pour la régénération. Il n'y a priori pas de différence de durée de cycle entre la solidification et la fusion.

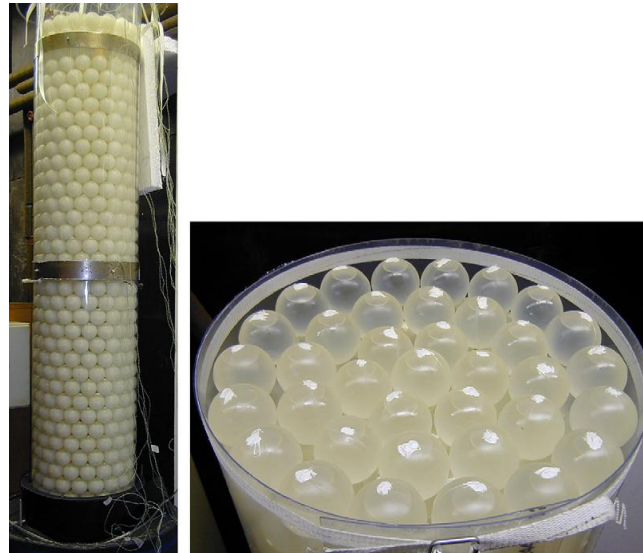


Figure 2. 6 : Photographies du prototype d'échangeur-stockeur propose par Arkar et al. (Arkar et al., 2007)

Type de cycle	Débit (m ³ .h ⁻¹)	Température d'entrée (°C)	Durée du cycle (h)
Régénération	76	14-11	15
	166	12-10	8
Rafraîchissement	108	32	10
	215	34	5

Tableau 2. 3 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Arkar et Medved (Arkar et Medved, 2005)

Nagano et al. (Nagano et al., 2006) proposent un échangeur-stockeur composé de perles de verre expansé de diamètre Ø3 mm imprégnées de paraffine C16-C18 à 60% (cf. figure 2. 7). La figure 2. 8 montre la cellule de test conçue par Nagano et al. pour évaluer les performances du MCP composite. Le diamètre de cette cellule mesure Ø60 mm pour une hauteur de 40 mm. Elle est donc composée de 364 perles considérant une occupation par les perles de 61,2% du volume de la cellule. Par conséquent, la compacité de l'échangeur est de 1 224 m⁻¹ et le MCP occupe 42 % du volume de l'échangeur soit une masse de 1,2 kg de paraffine.

Le tableau 2. 4 montre les résultats expérimentaux de Nagano et al. La paraffine a une température de changement de phase comprise entre 20 et 22°C (cf. tableau b. 4de l'annexe B.2). Les écarts de température entre l'air en entrée et le changement de phase du MCP sont d'environ 4°C pour le rafraîchissement et 6°C pour la régénération ce qui est faible par rapport aux expériences de Arkar et al. Enfin, Les temps de cycle (cf. tableau 2. 4) sont également plus courts pour la régénération que pour le rafraîchissement à débit équivalent.

b) Echangeurs à tubes

Il existe peu de prototypes d'échangeur-stockeur avec des géométries en tube. Dubovsky et al. (Dubovsky et al., 2011) ont modélisé le comportement d'un échangeur-stockeur composé d'un faisceau de tubes remplis de MCP

soumis à un écoulement d'air perpendiculaire à l'axe des tubes. L'entreprise « PCM products » propose des encapsulations sous forme de tubes (cf. figure 2. 9). Cependant, seuls Ekomy Ango et al. (Ekomy Ango et al., 2011; Ekomy Ango, 2011) proposent l'étude expérimentale d'un prototype d'échangeur-stockeur à l'échelle 1 (cf. figure 2. 10), composé d'un faisceau de 42 tubes rectangulaires en alliage d'aluminium (30mm x 40mm x 3 440mm) répartis sur 6 rangées superposées de 7 tubes chacune. La masse totale de paraffine RT28 HC remplissant les tubes est de 100 kg. Le faisceau de tube est inséré dans un caisson en bois (350 x 400 x 3600mm) avec des ouvertures permettant un écoulement de l'air globalement parallèle à l'axe des tubes. La compacité de l'échangeur est égale à $41,2 \text{ m}^{-1}$ et le taux d'occupation du MCP (γ) est égal à 36,0%.

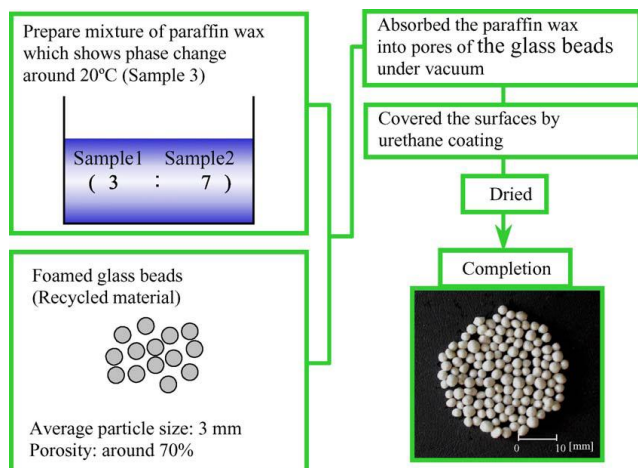


Figure 2. 7 : Schéma du procédé de fabrication de granules de MCP

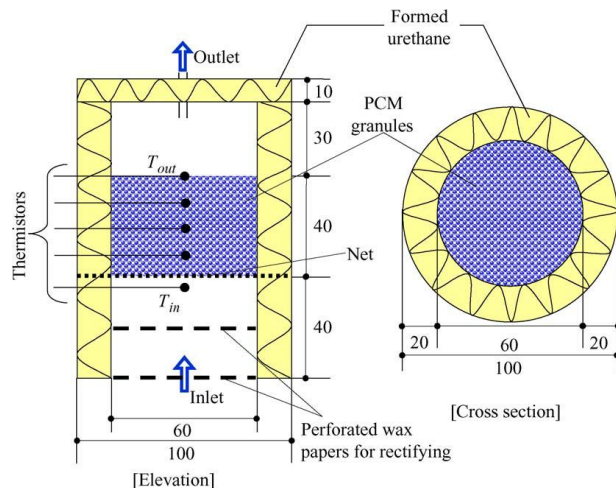


Figure 2. 8 : Schéma du dispositif expérimental développé par Nagano et al. (Nagano et al., 2006)

Type de cycle	Débit ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	Température d'entrée ($^{\circ}\text{C}$)	Durée du cycle (h)
Régénération	0,354	15,6	2,35
	0,192	15,3	3,46
Rafraîchissement	0,354	24,9	1,80
	0,192	25,1	3

Tableau 2. 4 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Nagano et al. (Nagano et al., 2006)



Figure 2. 9 : Photographie d'un échangeur rempli de TubeICE de PCM products (PCM Products, 2013)



Figure 2. 10 : Photographie de l'échangeur-stockeur conçu et fabriqué par (Ekomy Ango, 2011)

Les auteurs ont caractérisé expérimentalement l'échangeur-stockeur avec des débits compris entre 350 et 660 $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$ et des températures d'entrée de l'air entre 39 et 51°C. Le tableau 2. 5 montre les durées des cycles de rafraîchissement. L'écart de température entre l'air en entrée et le changement de phase (28°C pour la RT28HC) est compris entre 10,9°C et 22,7°C avec des débits différents.

Débit ($\text{m}^3.\text{h}^{-1}$)	Température d'entrée (°C)	Durée du cycle (h)
350	50,7	7,5
509	42,3	6
660	38,9	5,5

Tableau 2. 5 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Ekomy Ango et al.

Le prototype de Ekomy Ango et al. fait partie de la présente étude et sera donc modélisé par la suite.

c) Echangeurs à plaques

En 2002, Zalba (Zalba, 2002) a développé un échangeur-stockeur utilisant des plaques verticales avec un écoulement de l'air horizontal. Par la suite, Dolado et al. (Dolado et al., 2011) ont conçu et fabriqué un échangeur-stockeur composé de plaques CSM panel Rubitherm présentées en figure 2. 12. Les CSM panel sont composés de deux plaques d'aluminium embouties, serties et remplies de MCP (cf figure 2. 12). Les auteurs ne précisent pas le MCP utilisé mais donne la masse totale de MCP dans l'échangeur qui est de 135 kg. Les dimensions du caisson n'étant pas fournies par les auteurs, la compacité et le taux d'occupations ne peuvent pas être calculés.

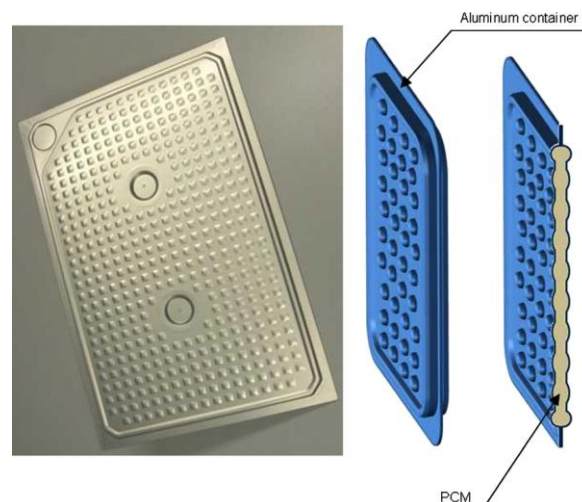
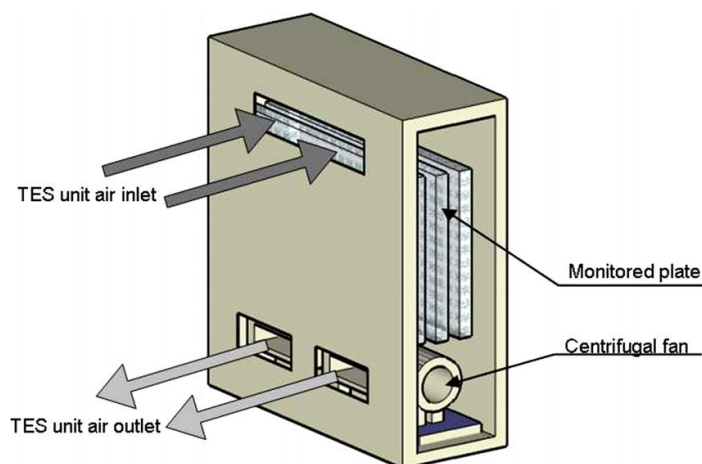


Figure 2. 11 : Modélisation 3D de l'échangeur stockeur de Dolado et al. (Dolado et al., 2011)

Figure 2. 12 : Photographie et modélisation 3D des CSM panel de Rubitherm

Le tableau 2. 6 montre la durée des cycles de rafraîchissement pour des températures de 40 à 48°C. Cependant, les débits d'air appliqués lors des expériences ne sont pas indiqués. Les données fournies par les auteurs ne permettent pas de définir la compacité et le volume de MCP par rapport au volume de l'échangeur.

Débit (m ³ .h ⁻¹)	Température d'entrée (°C)	Durée du cycle (h)
-	48	2
-	45	2,5
-	40	3,5

Tableau 2. 6 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Dolado et al.

Zukowsky (Zukowski, 2007) propose un échangeur-stockeur à plaques horizontales composées de sachet en polyéthylène remplis de paraffine Rubitherm RT56 (cf. figure 2. 13) pour une assistance au chauffage de l'air. L'échangeur-stockeur, composé de 3 plaques, a des dimensions extérieures sont 320 x 250 x 65mm. La masse totale de MCP étant 1,92 kg avec une masse volumique de 842kg.m⁻³. Le taux occupation du MCP est égal à 43%. De plus, sachant que le MCP occupe 76% de la surface des plaques (déterminé à partir de la figure 2. 13), la compacité calculée est égale à 35 m⁻¹.

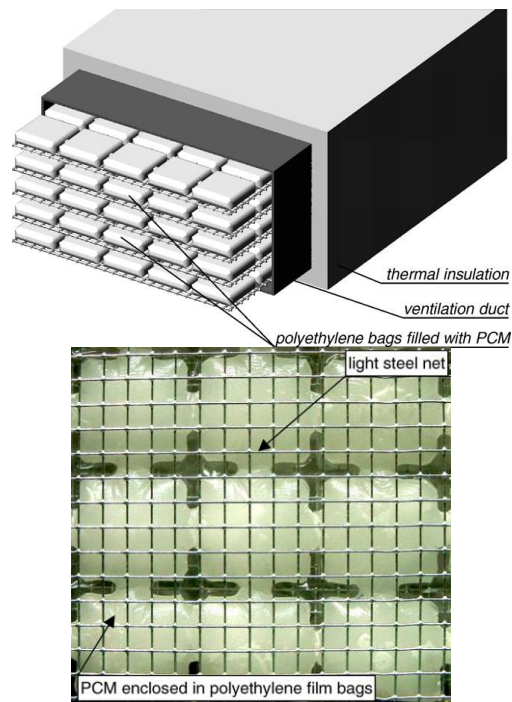


Figure 2. 13 : Modélisation 3D et photo de l'échangeur-stockeur de Zukowsky (Zukowski, 2007)

La paraffine utilisée dans l'échangeur-stockeur change de phase à 50°C ; les températures d'air en entrée sont donc plus élevées que celles rencontrées dans les précédents systèmes présentés, comme le montre le tableau 2. 7. Les durées des cycles sont courtes par rapport aux résultats précédents car le débit d'air par rapport à la masse de MCP est très élevé (10-20m³.h⁻¹.kg⁻¹) alors qu'il est de 1,2 à 3,31m³.h⁻¹.kg⁻¹ pour Ekomy et al. et 1,2 à 3,15m³.h⁻¹.kg⁻¹ pour Arkar et Medved.

Débit (m ³ .h ⁻¹)	Température d'entrée (°C)	Temps de cycle (h)
40	65	2
30	65	2,7
20	65	3,3

Tableau 2. 7 : Tableau résumant les résultats expérimentaux de Zukowsky (Zukowski, 2007)

Stritih et Butala (Stritih et Butala, 2010) ont conçu et fabriqué un échangeur-stockeur composé d'une seule plaque dont la surface d'échange a été augmentée par des ailettes du côté air et du côté MCP. La plaque contient 3,6 kg de MCP soit $4,67.10^{-3} \text{ m}^3$ (masse volumique de la RT20 égale à 770 kg.m^{-3}). Si nous considérons que les dimensions du caisson sont égales aux dimensions externes de l'encapsulation ailettes comprises (cf. figure 2. 14), alors la compacité de l'échangeur-stockeur est de 52 m^{-1} et le taux d'occupation de 47,2%. L'utilisation d'ailette pour augmenter la surface d'échange permet d'obtenir une compacité supérieure à celle Zukowsky et al. mais tout de même plus faible que Ekomy Ango et al.

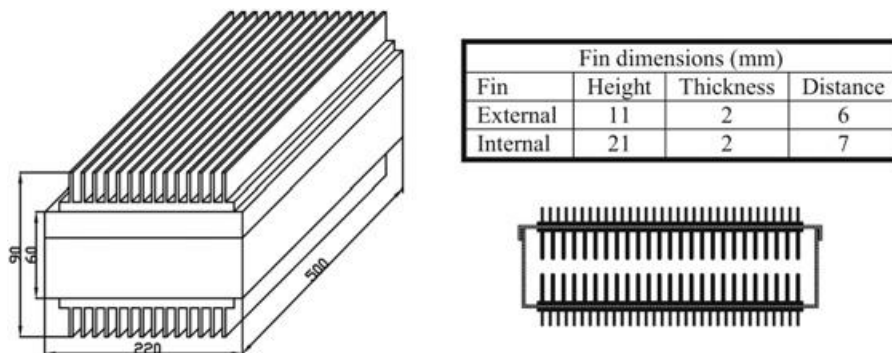


Figure 2. 14 : Schéma représentant l'échangeur de Stritih (Stritih et Butala, 2010)

2.2.1.2 Intégration des échangeurs-stockeurs dans le bâtiment

Le système proposé par Dolado (Dolado et al., 2011) est commercialisé par la société Emco (« PCM-Systems | emco klima », 2013) et un brevet est déposé sur le fonctionnement du système par la société Imtech (Detzer et Boiting, 2008). Ce système (cf. figure 2. 15) est conçu pour une intégration dans le bâtiment tertiaire en alternative au climatiseur multi-split. En effet, ses dimensions permettent de placer le système complet sous l'allège des fenêtres avec un percement dans la paroi pour extraire l'air extérieur. La conception du système prévoit la régénération nocturne de la phase solide du MCP. Cependant, l'air réchauffé par le MCP solidifiant est soufflé dans la pièce. L'énergie stockée pendant la journée y est donc renvoyée. L'apport du système sur un cycle journalier en est en conséquence limité.

Le système développé par Ekomy Ango (Ekomy Ango, 2011) est composé de quatre échangeurs-stockeurs remplis de paraffine RT21 et RT28 HC (cf. figure 2. 16). Les échangeurs-stockeurs sont insérés dans un réseau de ventilation dédié au rafraîchissement composé d'un ventilateur et six registres de ventilation. Les registres de ventilation permettent de sélectionner les entrées, les sorties (côté maison ou côté extérieur) et les échangeurs-stockeurs (RT21 ou RT28). Le demi-cycle de rafraîchissement est réalisé en cycle fermé sur la maison NAPEVOMO. L'air chaud est extrait dans la partie supérieure de la pièce et l'air rafraîchi est soufflé proche du sol. Pour la régénération de la phase solide du MCP, un cycle ouvert permet d'extraire l'air frais de l'extérieur et de rejeter l'air réchauffé vers l'extérieur.

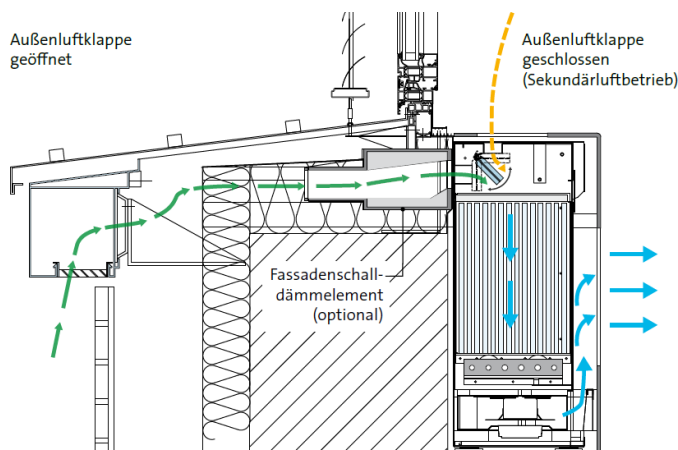


Figure 2. 15 : Schéma d'intégration du fonctionnement du système PCM-module de Emco

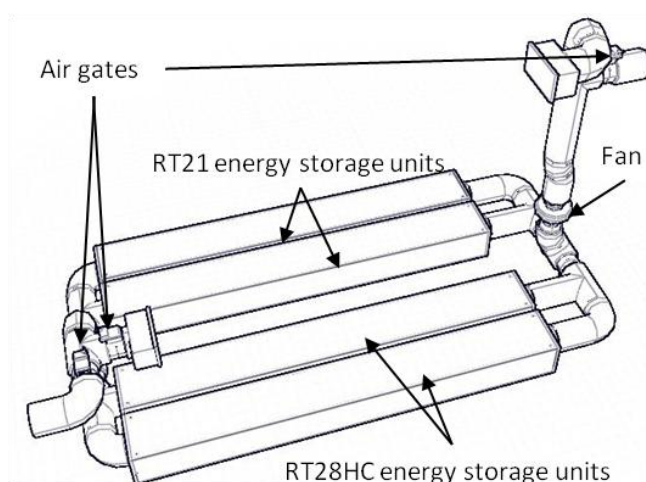


Figure 2. 16 : Modélisation 3D du système de rafraîchissement conçu par Ekomy Ango (Ekomy Ango, 2011)

Dans le brevet WO03/1032484 déposé par Rubitherm GmbH (Fieback et al., 2003), fabricant de MCP, les inventeurs ont pensé à deux configurations pour l'échangeur-stockeur. Pour la première solution, le réseau de ventilation est composé d'un échangeur air/air, de l'échangeur-stockeur, d'une extraction et d'un soufflage dans la pièce à traiter. L'air neuf échange avec l'air vicié puis traverse l'échangeur-stockeur pour être ensuite soufflé dans la pièce. Cependant, rien dans le brevet n'évoque une régénération de l'échangeur avec l'air extérieur. La deuxième solution présentée en figure 2. 17 montre que l'échangeur-stockeur et l'échangeur air/air sont placés en parallèle. Une partie de l'air vicié est donc déviée par la vanne triple voie (voir n°71 en figure 2. 17) et retournée dans le réseau de soufflage après avoir échangé avec le MCP (n°70 en figure 2. 17). Dans cette solution aucun réseau pour la régénération de la phase solide n'est évoqué.

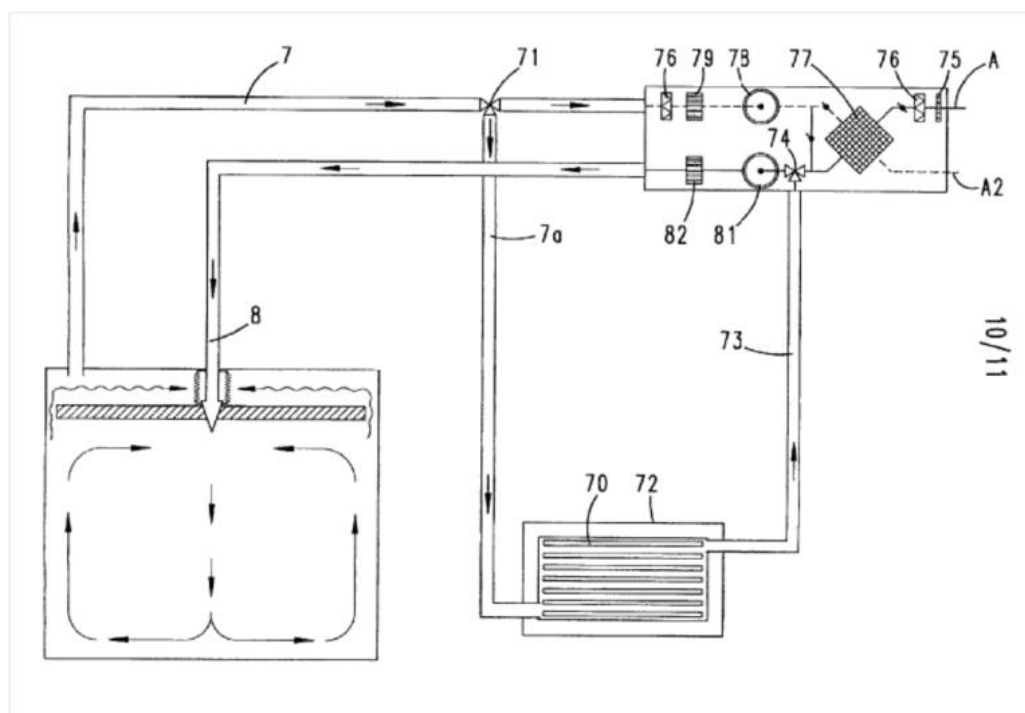


Figure 2. 17 : Schéma de principe du fonctionnement du système de chauffage et de rafraîchissement d'après Brevet Rubitherm (Fieback et al., 2003)

Arkar et al. (Arkar et al., 2007) propose également une intégration des échangeurs dans le réseau de renouvellement d'air (cf. figure 2. 18). Cependant, la configuration proposée par Arkar et al. permet une régénération de la phase solide du MCP tout en continuant le renouvellement hygiénique de l'air dans le bâtiment. Le prototype présenté est composé de deux échangeur-stockeurs cylindriques avec des

fonctionnements pendant le cycle de rafraîchissement qui peuvent différer. Dans la figure 2. 18, l'échangeur-stockeur LHTES 1 peut fonctionner seulement en tout air neuf alors que l'échangeur-stockeur LHTES 2 laisse la possibilité d'un rafraîchissement soit en tout air neuf soit cycle fermé.

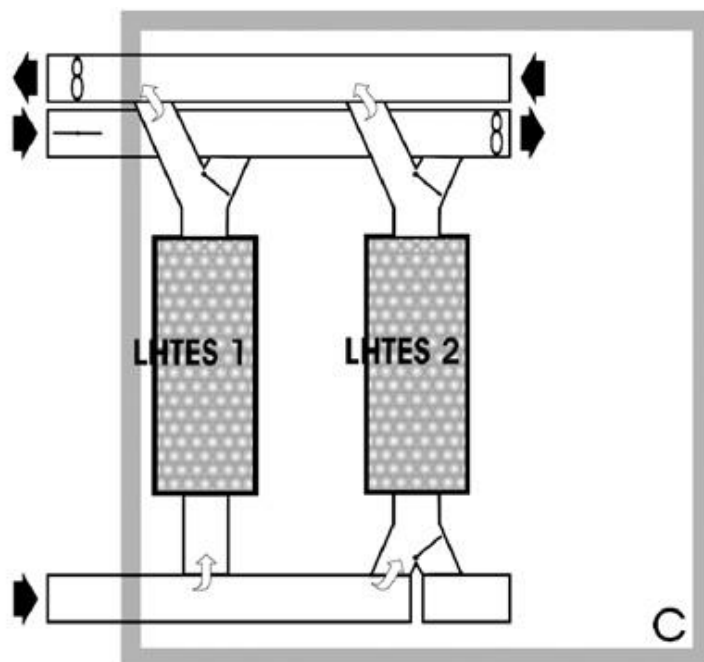


Figure 2. 18 : Schéma d'intégration du prototype d'Arkar et al. (Arkar et al., 2007) dans le réseau de ventilation

2.2.2 Les systèmes intégrés au local à rafraîchir

Dans la littérature, quelques solutions de rafraîchissement sont intégrées dans la pièce à rafraîchir. Cette intégration permet en partie de réduire les conduites de ventilation et donc la surconsommation du ventilateur. De plus, il est possible de pouvoir faire varier la mixité d'usage du système comme un rafraîchissement en convection naturelle et une régénération en convection forcée. Rodriguez Ubiñas et al. (Rodriguez-Ubinas et al., 2012) réalisent une analyse des différentes solutions de chauffage et de rafraîchissement utilisant des MCP dans les maisons proposées aux éditions 2005, 2007 et 2009 du Solar Decathlon US. L'équipe de l'Université Polytechnique de Madrid a installé dans deux maisons en 2005 et 2007, un système mixte de chauffage et de rafraîchissement utilisant des MCP (cf. figure 2. 19). La version 2007 du système est complétée d'un système solaire pour l'assistance à la fusion du MCP en hiver avec l'eau chaude produite par les panneaux solaires et à la solidification en été avec un refroidissement radiatif nocturne vers le ciel (cf. figure 2. 20).

Après des analyses, les auteurs concluent que l'utilisation des MCP est surtout destinée au bâtiment de structure légère et que l'utilisation de solution active doit être justifiée par un retour du surcoût engendré par la ventilation. En effet, les systèmes intégrés aux bâtiments sont généralement étalés sur toute une paroi et de faible épaisseur. Or l'étalement du MCP réduit la maîtrise de la répartition des vitesses d'air et donc des échanges thermiques et peut donc engendrer une surconsommation des ventilateurs.

Jaworsky et al. (Jaworski et al., 2014) proposent une intégration des MCP dans le plafond avec un réseau d'air en forme de U (cf. figure 2. 24). La géométrie en U a l'avantage d'homogénéiser les transferts thermiques. La fusion est donc a priori mieux répartie et la surface d'échange en est plus grande. Cependant les auteurs ne précisent pas comment est amené l'air en entrée sachant qu'il y a une alternance d'entrées et de sorties sur le même côté.

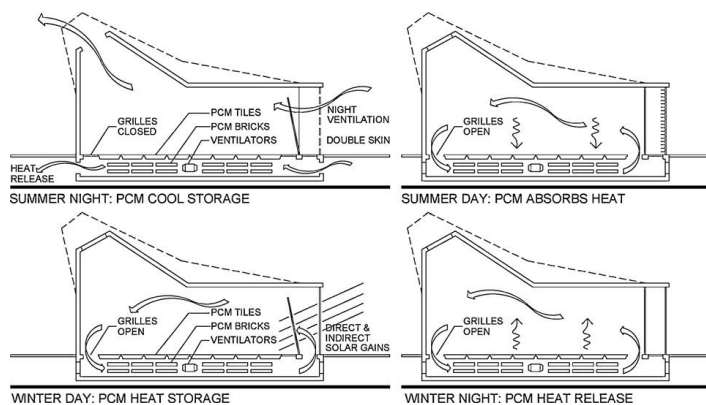


Figure 2. 19 : Schéma représentant le fonctionnement annuel du système de chauffage et de rafraîchissement dans la maison de l'équipe de Madrid en 2005 (Rodriguez-Ubinas et al., 2012)

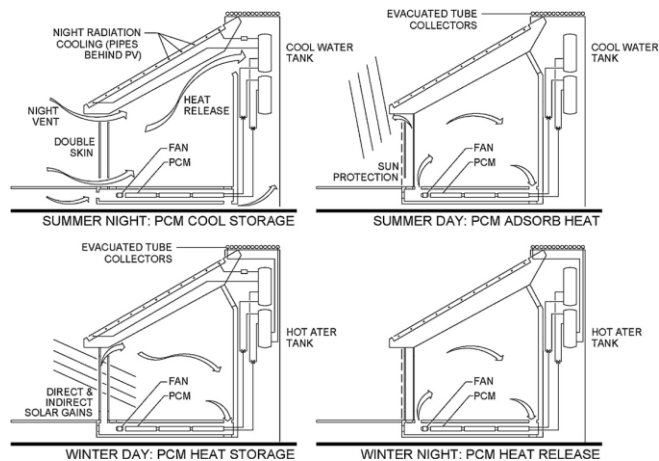


Figure 2. 20 : Schéma représentant le fonctionnement annuel du système de chauffage et de rafraîchissement dans la maison de l'équipe de Madrid en 2007 (Rodriguez-Ubinas et al., 2012)

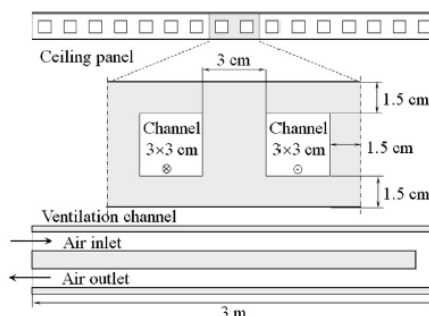
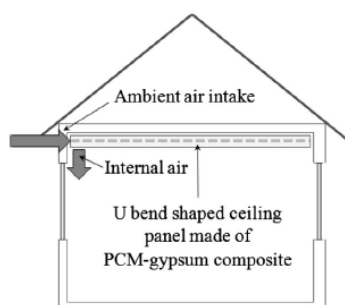


Figure 2. 21 : Schéma représentant le système conçu par Jaworsky et al. (Jaworski et al., 2014)

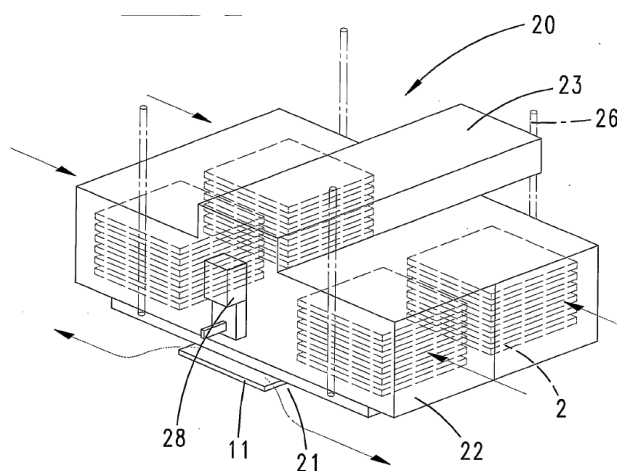


Figure 2. 22 : Schéma de principe du Brevet WO2005075916 déposé par Rubitherm (Flieback Klaus et al., 2005)

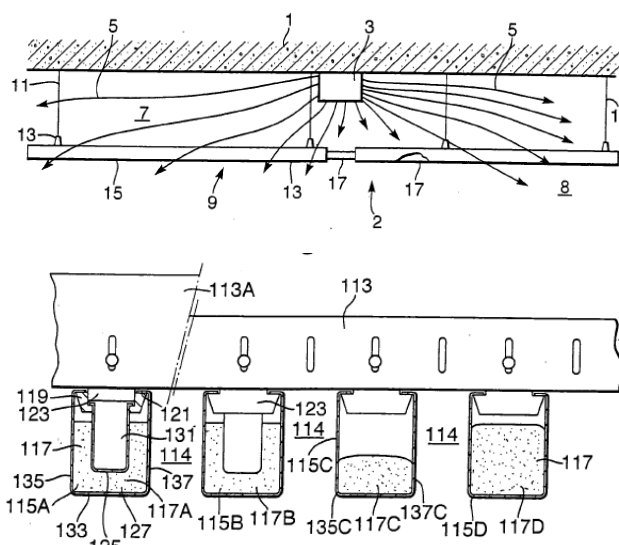


Figure 2. 23 : Schéma de principe du Brevet WO2007039221 déposé par Hunter Douglas Ind BV (Kuperus Ko et Bouwman Irin, 2007)

Comme le rappellent Rodriguez-Ubiñas et al., l'intégration dans le plafond est la meilleure solution car elle ne pose pas de problèmes structurels contrairement à l'incorporation dans le plancher. De plus, le soufflage de l'air rafraîchi en partie supérieure se répartit mieux dans la zone à rafraîchir. Par exemple, Rubitherm GMBH a déposé en 2005 le principe de l'utilisation des plaques de MCP dans l'espace technique d'un plafond suspendu (cf. figure 2. 22). Les plaques peuvent être superposées horizontalement ou rangées verticalement. L'air aspiré des parties latérales de la pièce est soufflé au centre par la bouche ventilation (11). Pour solidifier le MCP, la gestion du système fait appel au brevet WO03/1032484 évoqué précédemment dans le paragraphe 2.2.1.2.

L'entreprise Hunter Douglas Ind. a déposé un brevet de système de plafond suspendu (cf. figure 2. 23) perméable composé des profilés de différentes formes remplis de MCP (Kuperus Ko et Bouwman Irin, 2007). Un plénum (3) de ventilation permet la convection forcée de l'air autour des profilés. Les inventeurs évoquent l'antériorité d'un brevet de 2001 déposé par Lamberg (Lamberg Piia, 2001) qu'ils ont pu contourner. En effet, Lamberg voulant verrouiller un système passif utilisant des MCP dans un plafond suspendu n'a pas verrouillé l'utilisation d'une ventilation mécanique dans son système.

L'intégration de MCP se fait généralement par une installation d'une double paroi dans laquelle sont installés les MCP encapsulés. Toutefois, il existe aussi une intégration dans des systèmes conventionnels comme Turnpenny et al. (Turnpenny et al., 2000) qui proposent d'installer des tubes remplis de MCP dans l'écoulement d'un ventilateur de plafond (cf. figure 2. 24). Le système est composé d'encapsulations annulaires (deux tubes concentriques) dont le tube intérieur est métallique et plein ; le MCP occupe la partie annulaire. Le tube intérieur dépassant de l'encapsulation est placé dans l'écoulement d'air généré par le ventilateur (cf. figure 2. 24).

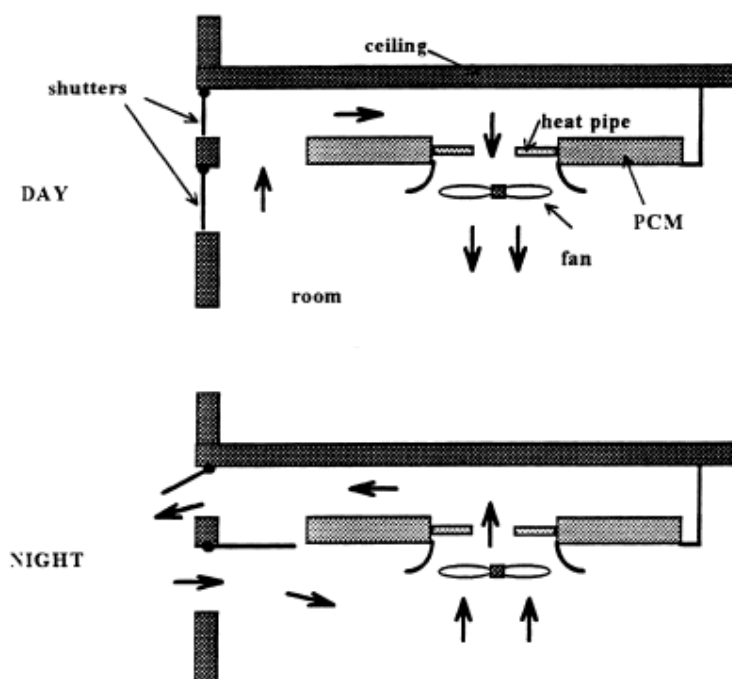


Figure 2. 24 : Schéma de principe du système de rafraîchissement proposé par Turnpenny et al.

2.3 Synthèse et conclusions du chapitre 2

Nous avons analysé six échangeurs-stockeurs ayant des géométries simples telles que la sphère, le tube et la plaque. Les paramètres de comparaison sont exposés dans le tableau 2. 8. Bien que la sphère seule ait la compacité la plus faible ($3/r$), la segmentation permet de l'augmenter comme le montre l'échangeur de Nagano et al. d'une compacité de 1224 m^{-1} avec une encapsulation de l'ordre du millimètre. Les échangeurs de Arkar,

Ekomy Ango et Zukowsky ont des compacités respectives de 73 m^{-1} , 41 m^{-1} et 35 m^{-1} . Cependant, la segmentation implique plusieurs inconvénients :

- (1) La fabrication : la part de l'encapsulation devient plus importante. Nagano et al. imprègnent les MCP dans du verre expansé, l'encapsulation représente donc 30% du volume total de la sphère alors que pour Arkar et al. elle est seulement de 5% avec une capsule de 1mm d'épaisseur
- (2) L'augmentation des contraintes mécaniques dues au changement de volume des MCP : les paraffines ont un changement de volume de l'ordre de 12%, Or, Lopez (Lopez, 2007) a mis en évidence l'influence des contraintes mécaniques sur la stabilité du changement de phase
- (3) La segmentation tend à diminuer la section de passage de l'air et par conséquent à augmenter les pertes de charge. Bien que le rapport du diamètre hydraulique sur la dimension caractéristique de la section de l'échangeur ne représente pas à lui seul les pertes de charge, il permet de donner un ordre de grandeur sur la différence des vitesses.

	Nagano et al.	Arkar et al.	Ekomy Ango et al.	Zukowsky et al.
Géométrie de l'encapsulation	sphère	Sphère	tube	Plaque
$m_{MCP} \text{ (kg)}$	1,22	61	104	1,92
Surface d'échange (m^2)	5,26	10	21	0,18
Compacité (m^{-1})	1224	73	41,2	35
$\gamma \text{ (%)}$	42,0	61,2	36,0	43,8
D_{hyd}	$2,97 \cdot 10^{-4}$	$4,95 \cdot 10^{-3}$	$2,94 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$

Tableau 2. 8 : Comparaison de quatre échangeurs-stockeurs du point de vue géométrique

Le tableau 2. 9 présente une comparaison des performances des quatre échangeurs-stockeurs de Nagano, Arkar, Ekomy angou et Zukowsky. Cette analyse s'appuie sur le calcul de l'efficacité (ε) qui est définie comme le ratio de la puissance moyenne réelle ($P_{réelle}$) fournie par l'échangeur sur la puissance maximale théorique (P_{max-th}) qu'il peut fournir:

$$\varepsilon = \frac{P_{réelle}}{P_{max-th}} \quad (2-3)$$

D'un point de vue statique, la température du fluide en sortie est au mieux égale à la température de fusion du MCP annoncée par les fabricants ou les auteurs. Par conséquent, nous avons défini la puissance maximale théorique telle que :

$$P_{max-th} = Q_v \rho_a C p_a (T_{a,in} - T_f) \quad (2-4)$$

La puissance moyenne réelle est déterminée à partir du ratio entre l'énergie stockée par chaleur latente sur la durée de cycle du système :

$$P_{réelle} = \frac{m_{MCP} L_f}{t_{cycle}} \quad (2-5)$$

Dans le tableau 2. 9, les efficacités sont comprises entre 0,35 et 0,84. Les efficacités maximales de Arkar et Ekomy Ango sont équivalentes alors que le débit de Ekomy Ango est 3 fois supérieur à celui de Arkar. De plus, l'efficacité de Arkar et Zukowsky augmente pour un débit décroissant alors qu'elle diminue pour Ekomy Ango. L'augmentation du temps de séjour pour Nagano, Arkar et Zukowsky serait un paramètre dominant alors que c'est le régime de l'écoulement de l'air (laminaire ou turbulent) pour Ekomy Ango qui domine les performances de l'échangeur-stockeur.

	Nagano et al.		Arkar et al.		Ekomy Ango et al.		Zukowsky	
	Q min	Q max	Q min	Q max	Q min	Q max	Q min	Q max
Q_v (m ³ .h ⁻¹)	0,19	0,35	108	215	350	660	20	40
L_f (kJ.kg ⁻¹)	31		143		245		156	
t_{cycle} (h)	3	1,8	10	5	7,5	5,5	3,3	2
$P_{réelle}$ (W)	0,53	0,34	243	486	945	1288	25	42
$T_{a, in} - T_f$ (°C)	10	5,4	12	14	22,7	10,9	9	9
P_{max-th} (W)	0,63	0,6	427	992	2617	2370	59	119
ε (-)	0,84	0,56	0,57	0,49	0,36	0,54	0,43	0,35

Tableau 2. 9 : Comparaison de quatre échangeurs-stockeurs du point de vue performance

Il existe différentes manières d'intégrer les systèmes de rafraîchissement à base de MCP dans un bâtiment. La première approche est de concevoir un système déporté qui pourra être intégré dans un réseau de ventilation soit existant ou dédié au système. Cette approche a les avantages de standardiser l'échangeur-stockeur et de maximiser les opérations en pré-fabrication pour une industrialisation du système complet. Cependant, les performances de ces systèmes sont très sensibles à la surconsommation des ventilateurs et donc aux pertes de charge du réseau de ventilation. La deuxième approche est une approche d'intégration des MCP dans le local à traiter. Cette approche permet d'occuper les faux-plafonds généralement peu utilisés dans les bâtiments tertiaires. Cependant, la dissémination des MCP sur une grande surface réduit la maîtrise des échanges et de la régulation.

L'analyse de la géométrie et des données expérimentales de la littérature ne permet pas de conclure par une comparaison simple sur les performances de chaque système. Les débits, les températures, les MCP et les dynamiques des systèmes sont différents. Par conséquent, le choix d'une géométrie d'échangeur-stockeur et des autres variables de conception doit passer forcément par une comparaison de performances des systèmes soumis aux mêmes conditions. Or, il est très coûteux de réaliser des échangeurs à l'échelle 1. Il est donc nécessaire de développer un outil de simulation capable de simuler les géométries définies précédemment.

Le comportement des MCP étant complexe, les modèles de transferts thermiques doivent être adaptés à chaque géométrie. Dans le but de proposer une optimisation d'un système de rafraîchissement air/MCP, il est nécessaire de pouvoir intégrer toutes les géométries possibles. Pour cela, l'outil de simulation doit être assez flexible pour intégrer toutes ces géométries et les corrélations de convection et de fusion par contact associées aux différentes caractéristiques des MCP et à leur variabilité. Le chapitre suivant propose un modèle numérique capable de simuler le comportement d'un échangeur-stockeur composé de MCP encapsulé dans des tubes à section rectangulaire. L'air s'écoule parallèlement à l'axe de ces tubes.

Chapitre 3 : Modélisation du comportement thermique d'un système de rafraîchissement d'air par changement de phase de MCP (Echangeur-stockeur air/MCP)

3.1	Introduction	44
3.2	Modèle thermique d'un échangeur-stockeur air/MCP	45
3.2.1	Bilan d'énergie et modélisation des transferts thermiques	45
3.2.1.1	Conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air	47
a)	Equation de conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air	47
b)	Coefficient d'échange entre l'air et la paroi de l'encapsulation	47
3.2.1.2	Conservation de l'énergie dans la paroi de l'encapsulation	48
3.2.1.3	Conservation de l'énergie dans le MCP	49
3.2.1.4	49	
a)	Equation de conservation de l'énergie dans le MCP	49
b)	Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en fusion.....	50
c)	Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en solidification	55
3.2.2	Caractérisation du changement de phase	56
3.2.2.1	Représentation paramétrée du changement de phase solide/liquide	56
3.2.2.2	Hystérésis et surfusion.....	58
3.2.2.3	Prise en compte du changement de phase dans les équations de conservation de l'énergie.....	60
3.3	Modèle de co-simulation entre le bâtiment et le système de rafraîchissement.....	61
3.3.1	Stratégie de co-simulation choisie	61
3.3.2	Modélisation thermique de la maison NAPEVOMO	62
3.3.3	Pilotage du système.....	64
3.4	Synthèse du chapitre 3	67

Ce chapitre présente le modèle thermique utilisé pour simuler le système de rafraîchissement utilisant les MCP pour un cycle comprenant le rafraîchissement d'air (fusion des MCP) et la régénération des MCP. Tout d'abord, une fonction enthalpie température paramétrée à partir des caractéristiques thermiques du MCP est présentée. Les équations principales monodimensionnelles sont décrites pour trois domaines : l'écoulement d'air, l'encapsulation et le MCP. Concernant le MCP, une formulation enthalpique est choisie. De plus, les phénomènes dominant les transferts thermiques lors de la fusion du MCP comme la convection naturelle et la fusion par contact sont analysés. Enfin, la mise en place de la co-simulation entre un programme de STD et l'outil de simulation de système de rafraîchissement air/MCP est décrite.

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de développer un outil de simulation capable de reproduire le comportement thermique d'échangeurs-stockeurs quelle que soit leur géométrie. Pour cela, des équations mono-dimensionnelles sont utilisées pour chaque élément principal de l'échangeur-stockeur (cf. figure 3. 1) : l'écoulement d'air, l'encapsulation, le Matériau à Changement de Phase (MCP). La spécificité de chaque géométrie est prise en compte dans le calcul des surfaces d'échange, des sections équivalentes et des coefficients d'échange.

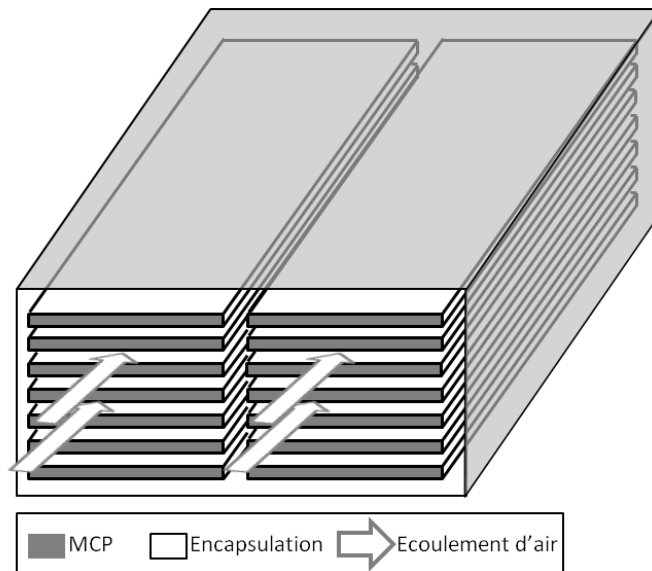


Figure 3. 1 : Schéma représentant un échangeur-stockeur composé d'encapsulation de type cylindre droit à section rectangulaire ($B=0,06$) avec génératrice horizontale.

Le calcul des coefficients d'échange entre le MCP et son encapsulation est ensuite développé spécifiquement pour les cavités de type cylindre droit à section rectangulaire (cf. figure 3. 1) dont le facteur de forme B (ratio entre la hauteur et la largeur de la cavité) varie entre 0,05 et 20 et dont la génératrice est horizontale. La figure 3. 2 présente des sections transversales d'échangeurs-stockeurs avec différents facteurs de forme B . Les coefficients d'échange entre l'air et l'encapsulation sont déterminés pour des écoulements parallèles à la génératrice de l'encapsulation.

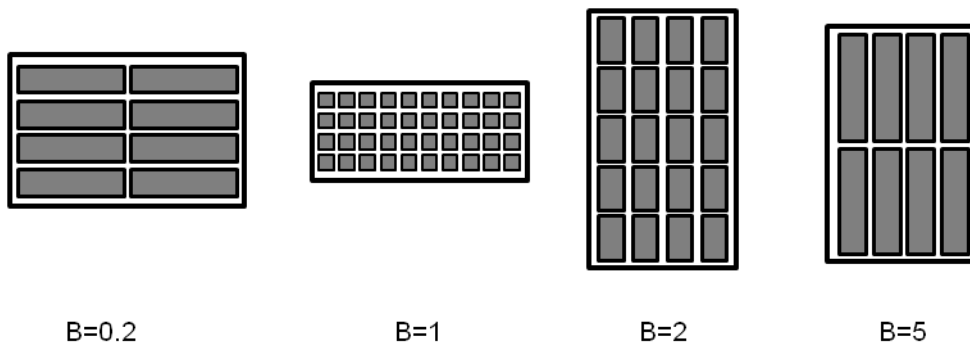


Figure 3. 2 : Schéma représentant un échangeur-stockeur composés d'encapsulation de type cylindres droit à section rectangulaire ($B=0,06$) avec génératrice horizontale

Concernant le MCP, son changement de phase est pris en compte au travers de la formulation enthalpique développée par Voller (Voller, 1990) remplaçant la capacité thermique et la variation de température usuellement utilisées dans les équations de conservation de l'énergie. La fonction enthalpie-température est une représentation du comportement thermique du MCP. Cette fonction peut-être obtenue expérimentalement par

des méthodes calorimétriques comme la DSC (Data Screening Calorimetry), la méthode T-history ou en utilisant une représentation paramétrée dépendant des caractéristiques thermo-physiques principales du matériau telles que la masse volumique, les capacités thermiques et la chaleur latente de changement de phase.

Le couplage des modèles thermiques d'échangeur-stockeur et de bâtiment est présenté. Ce couplage a pour objectif de simuler les performances du système dans des conditions équivalentes à celles du système réel. La présentation du couplage s'appuie sur le cas d'étude de la maison NAPEVOMO dont le modèle thermique est présenté. Le pilotage du système est également exposé en fonction de variables telles que les températures intérieure et extérieure et l'état de charge du système.

3.2 Modèle thermique d'un échangeur-stockeur air/MCP

Afin de pouvoir simuler le comportement d'un système, il est nécessaire de développer un modèle de simulation. Cependant, le comportement du changement de phase du MCP implique que le modèle de simulation soit également dynamique. Le comportement du changement de phase est modélisé ci-après par une fonction enthalpie-température.

3.2.1 Bilan d'énergie et modélisation des transferts thermiques

Ce paragraphe développe le modèle utilisé pour simuler le comportement thermique d'un échangeur-stockeur utilisant les MCP encapsulés dans des tubes de section rectangulaire. Dans le cas des tubes, l'écoulement de l'air est globalement parallèle à l'axe de symétrie des tubes. Le facteur de forme de la section de ces tubes B (ratio entre la largeur et la hauteur) varie entre 0,05 (plaques horizontales) et 20 (plaques verticales).

Les équations principales et les conditions aux limites et initiales associées sont présentées ci-dessous dans trois domaines : l'écoulement d'air, la paroi de l'encapsulation et le MCP. Les trois domaines explicités dans les trois paragraphes sont considérés comme continus et leurs propriétés thermo-physiques comme homogènes. Les équations utilisées sont transitoires et monodimensionnelles suivant l'axe x, axe de l'écoulement global de l'air.

Afin de prendre en compte les transferts thermiques à travers l'enveloppe de l'échangeur-stockeur, les volumes de contrôle sur les trois domaines et les surfaces d'échanges sont exprimés à l'échelle de l'échangeur-stockeur dans les équations de conservation de l'énergie.

Dans le cas des cavités de type cylindre droit horizontal à section rectangulaire, les volumes de contrôle et les surfaces d'échange sont respectivement exprimés en fonction des sections (S) et des périmètres (p) dans la section transversale de l'échangeur-stockeur, comme le montre la figure 3. 3.

L'étude du comportement thermique et dynamique des échangeurs-stockeurs utilisant des MCP est un problème non-linéaire. L'optimisation du système nécessite une flexibilité pour utiliser un seul et unique outil de simulation. Par conséquent, une résolution numérique a été choisie. La figure 3. 4 montre une vue schématique de la méthode de résolution par différences finies utilisée pour résoudre les équations de conservation de l'énergie. Dans cette figure, le MCP solide est représenté en violet foncé, la phase liquide en violet clair, l'encapsulation en bleu, deux demi-épaisseurs de l'écoulement d'air en blanc et deux demi-épaisseurs de l'enveloppe en orange. Les cas de la fusion et de la solidification du MCP sont différenciés sur la figure. Les variables utilisées pour résoudre l'élément x sont aussi représentées.

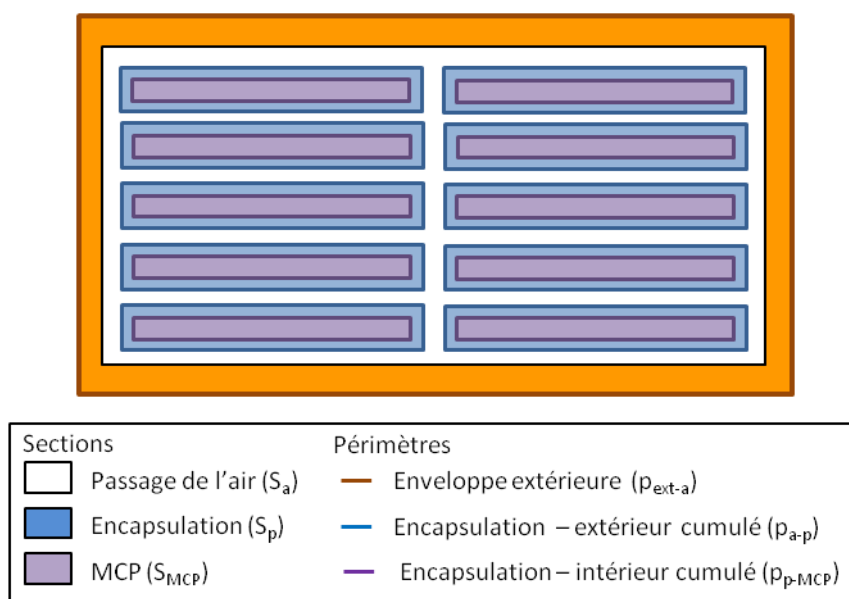


Figure 3. 3 : Schéma de la coupe transversale d'un échangeur-stockeur

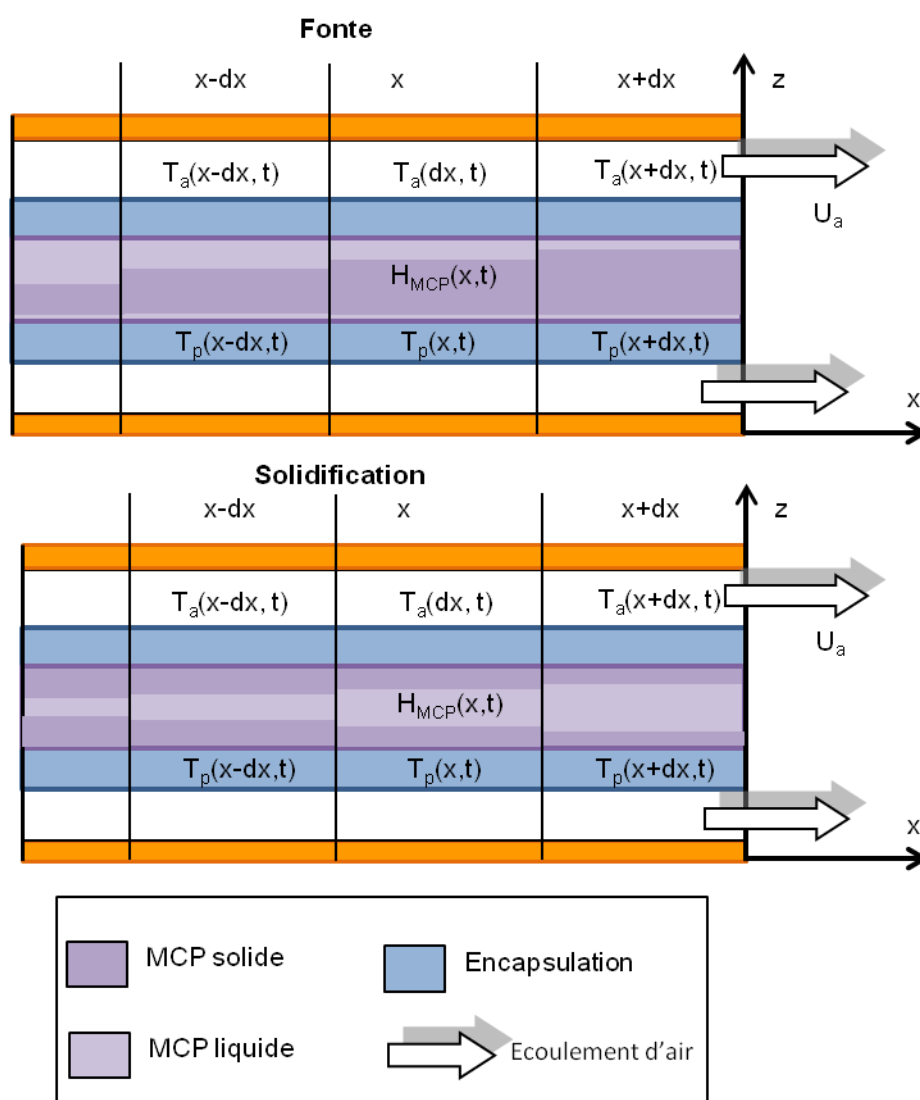


Figure 3. 4 : Schéma d'une partie de la coupe longitudinale d'une encapsulation remplie de MCP et comprise dans un écoulement d'air (direction de l'écoulement décrit par les flèches blanches)

Les trois équations différentielles monodimensionnelles (3- 1), (3- 9) et (3- 11) avec les conditions initiales et aux limites (3- 3), (3- 10) et (3- 12) comportent trois inconnues dépendant de x et du temps : la température de l'air T_a , la température de paroi de l'encapsulation T_p et l'enthalpie du MCP H_{MCP} . Le système d'équations est résolu par la méthode des différences finies pour la discrétisation spatiale et la méthode d'Euler pour la discrétisation temporelle. De plus, le coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP (h_{p-MCP}) dépend des températures du MCP et de la paroi ainsi que de la fraction volumique de la phase liquide σ_l , un calcul itératif jusqu'à convergence est nécessaire à chaque pas de temps.

3.2.1.1 Conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air

a) Equation de conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air

Hypothèses :

- L'écoulement d'air est supposé également réparti dans l'échangeur-stockeur
- La capacité thermique de l'enveloppe du caisson est négligée

L'équation de conservation de l'énergie pour l'écoulement de l'air est la suivante :

$$\rho_a U_a S_a C p_a \frac{\partial T_a}{\partial x} dx + \rho_a C p_a S_a \frac{\partial T_a}{\partial t} dx = h_{a-p} dA_{a-p} (T_p - T_a) + h_{ext-a} dA_{ext-a} (T_{ext} - T_a) \quad (3- 1)$$

où S_a est la section de passage de l'air (cf. figure 3. 3) et où dA_{ext-a} et dA_{a-p} sont les surfaces d'échange élémentaires dépendant des périmètres représentés dans la figure 3. 3 telles que :

$$dA_{ext-a} = p_{ext-a} dx \text{ et } dA_{a-p} = p_{a-p} dx \quad (3- 2)$$

La seule condition aux limites pour cette équation concernant l'entrée d'air pour laquelle $T_a(A_1, t)$ est une valeur dépendant du temps obtenue à partir de mesures expérimentales (dans la section 4.1.3.3) ou de données de simulation (dans la section 4.2) :

$$T_a(x = 0, t) = T_a(A_1, t) \quad (3- 3)$$

b) Coefficient d'échange entre l'air et la paroi de l'encapsulation

Hypothèses :

- Le champ de vitesse est considéré comme uniforme
- Les propriétés thermo-physiques de l'air sont supposées constantes le long de l'écoulement

L'écoulement d'air dans l'échangeur stockeur est considéré également réparti, c'est-à-dire, que le champ de vitesse est considéré comme uniforme. Le coefficient d'échange convectif (h_{a-p}) entre l'air et la surface d'échange de l'encapsulation est obtenu à partir de l'équation suivante :

$$h_{a-p} = \chi \frac{Nu_{a-p} \lambda_a}{\phi_{hyd}}, \quad (3- 4)$$

où χ est le facteur de correction déterminé expérimentalement prenant en compte que l'écoulement n'est pas en régime établi dans l'échangeur. En effet, les corrélations, ci-dessous déterminant les nombres de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (Re) sont établies pour des régimes établis, c'est-à-dire, les conditions aux

limites comme le bord d'attaque n'influent pas sur le régime de l'écoulement. Or, le bord d'attaque et les turbulateurs empêchent l'air d'établir un régime permanent mais améliorent les transferts thermiques en favorisant les turbulences.

$$\begin{cases} Nu^{(1)} = \left[(3,66 \psi)^3 + 1,613 \left(\frac{Pr_a Re_a \phi_{hyd}}{l_t} \right) \right]^{\frac{1}{3}} ; Re_a \leq 900 \\ Nu^{(2)} = 1,86 \left(\frac{Pr_a Re_a \phi_{hyd}}{l_t} \right)^{\frac{1}{3}} ; 1100 < Re_a \leq 2100 ; 0,6 < Pr_a < 500 ; Pr_a Re_a \frac{dh}{L} > 10 \\ Nu^{(3)} = 0,166 \left(Re_a^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr_a^{\frac{1}{3}} ; 8000 < Re_a \leq 10^4 \\ Nu^{(4)} = 0,023 Re_a^{0,8} Pr_a^{\frac{1}{3}} ; 10^4 < Re_a \leq 10^6 ; 0,6 < Pr_a < 500 ; \frac{L}{dh} > 10 \end{cases} \quad (3-5)$$

(Incropera et De Witt, 1985)

où ψ définit la cylindricité de la conduite. ψ est égal à 1 pour un écoulement à l'intérieur et à l'extérieur d'une conduite circulaire et suit l'équation suivante pour une conduite rectangulaire :

$$\psi = \pi \frac{\min(Y+2e_p, Z+2e_p)}{2(Y+Z+4e_p)}, \quad (3-6)$$

où Y et Z respectivement la hauteur et la largeur de la section de la conduite. Les corrélations présentées dans l'équation (3- 5) ne couvrent pas entièrement le domaine de définition du nombre de Reynolds. Par conséquent, une régression linéaire entre chaque corrélation est faite pour que le nombre de Nusselt soit une fonction continue du nombre de Reynolds sur son domaine de définition :

$$\begin{cases} Nu_{a-p} = Nu^{(1)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & Re_a < 900 \\ Nu_{a-p} = \frac{Nu^{(2)} - Nu^{(1)}}{1100 - 900} Re_a \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 900 \leq Re_a < 1100 \\ Nu_{a-p} = Nu^{(2)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 1100 \leq Re_a < 2100 \\ Nu_{a-p} = Nu^{(3)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 2100 \leq Re_a < 8000 \\ Nu_{a-p} = \frac{Nu^{(4)} - Nu^{(3)}}{10^4 - 8000} Re_a \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 8000 \leq Re_a < 10^4 \\ Nu_{a-p} = Nu^{(4)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 10^4 \leq Re_a \end{cases} \quad (3-7)$$

Le terme $\left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$ corrige le nombre de Nusselt prenant en compte le gradient de vitesse près de la paroi. Le coefficient d'échange h_{ext-a} dépend du coefficient d'échange convectif à l'intérieur de l'échangeur h_{a-p} , de la conduction à travers le caisson en bois et un coefficient d'échange de convection naturelle fixé par défaut à $5 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$. Le coefficient h_{ext-a} s'exprime donc de la manière suivante :

$$\frac{1}{h_{ext-a}(x)} = \frac{1}{h_{a-p}(x)} + \frac{e_{cai}}{\lambda_{cai}} + \frac{1}{h_{conv}} \quad (3-8)$$

3.2.1.2 Conservation de l'énergie dans la paroi de l'encapsulation

Les transferts thermiques entre l'air et le MCP à travers les parois de l'encapsulation répondent à l'équation suivante :

$$\rho_p C_p S_p \frac{\partial T_p}{\partial t} dx = \lambda_p S_p \frac{\partial T_p}{\partial x} dx + h_{a-p} dA_{a-p} (T_a - T_p) + h_{p-MCP} dA_{p-MCP} (T_{MCP}(H_{MCP}) - T_p) \quad (3-9)$$

où S_p est la section cumulée des parois des encapsulations (en bleu en figure 3. 3) et où dA_{a-p} et dA_{p-MCP} sont les surfaces élémentaires dépendant des périmètres p_{a-p} et p_{p-MCP} présentés en figure 3. 3

Les surfaces d'échange perpendiculaires à l'axe x aux extrémités des encapsulations à $x=0$ et $x=L_t$ sont considérées comme négligeables par rapport à la surface d'échange totale. Alors, le flux de chaleur à ses extrémités est considéré comme nul :

$$\frac{\partial T_p(x=0,t)}{\partial x} = 0, \frac{\partial T_p(x=L,t)}{\partial x} = 0 \quad (3-10)$$

De plus, la température initiale de l'encapsulation est fixée soit par les valeurs initiales des parois données dans l'expérience (dans la section 4.1.3.3) soit par une valeur fixée arbitrairement (dans la section 4.2) .

3.2.1.3 Conservation de l'énergie dans le MCP

3.2.1.4

Hypothèses :

- La variation volumique du MCP dans l'encapsulation est négligée
- Les transferts de chaleur dans le MCP suivant l'axe x sont négligés
- un seul front de fusion est considéré dans la section transversale de l'encapsulation
- La section du MCP solide garde le même facteur de forme B que l'encapsulation
- L'écoulement dans le film liquide de MCP d'épaisseur δ est considéré symétrique de part et d'autre de l'axe Z

a) Equation de conservation de l'énergie dans le MCP

L'équation de la conservation de l'énergie dans le MCP est basée sur une formulation enthalpique et monodimensionnelle comme le recommandent Dolado et al. (Dolado et al., 2006) :

$$S_{MCP} \frac{\partial(\rho_{MCP} H_{MCP})}{\partial t} dx = h_{p-MCP} dA_{p-MCP} (T_p - T_{MCP}(H_{MCP})) \quad (3-11)$$

La température T_{MCP} à l'interface entre les phases liquide et solide du MCP dépend de l'enthalpie de ce dernier, soit l'énergie qu'il a pu accumuler ou dissiper. L'équation établissant l'enthalpie initiale du MCP est calculée à partir de la température initiale de la paroi de l'encapsulation :

$$H_{MCP}(x, 0) = H_{MCP}(T_p(x, t = 0) - \Delta T) \quad (3-12)$$

où ΔT est un gradient thermique faible (de l'ordre de $0,1^\circ\text{C}$) pour éviter des divergences lors de l'initialisation du modèle. Dans les équations précédentes, les surfaces d'échange dA_{a-p} et dA_{p-MCP} sont les surfaces élémentaires

(de longueurs dx) définies respectivement comme la surface de la calandre de l'échangeur-stockeur et les surfaces d'échange externe et interne de l'encapsulation :

$$dA_{a-p} = N_t p_{a-p} dx \text{ et } dA_{p-MCP} = N_t p_{p-MCP} dx \quad (3-13)$$

b) Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en fusion

Le modèle considère la fusion par contact proche induite par la différence de densité entre le solide et le liquide. Ce phénomène a été mis en évidence théoriquement par Bejan (Bejan, 1992) qui a établi une unique corrélation de fusion par contact proche quelle que soit la géométrie . Hirata et al (Hirata et al., 1993, 1991) ont complété les équations proposées par Bejan par des corrélations expérimentales pour la fusion de l'octadécane et de l'eau dans une encapsulation rectangulaire chauffée iso-thermiquement . Concernant l'octadécane, le solide plus dense exerce une force sur le film liquide de MCP fondu entre la surface inférieure et le solide lui-même.

Dans (Hirata et al., 1991), les auteurs font l'hypothèse dans leur modèle que les transferts thermiques par convection sont négligeables par rapport aux transferts par conduction. Les auteurs ont validés expérimentalement ce modèle en comparant les évolutions de la fraction volumique dans une encapsulation rectangulaire chauffée isothermiquement pour trois ratios $B=Z/Y$: 1/3, 1 et 3. Bien que le modèle et les résultats expérimentaux présentent un comportement identique pour les ratios 1/3 et 1, il existe un écart important de comportement pour le ratio 3. Dans (Hirata et al., 1993), les auteurs ont donc choisi de considérer la possibilité d'une convection naturelle dans l'encapsulation améliorant ainsi la prédiction du modèle.

Dans leur analyse des transferts thermiques dans le MCP, Hirata et al. découpent la section de l'encapsulation en trois zones correspondant à trois positions de front de fusion et trois types de transfert différents (cf. figure 3. 5).

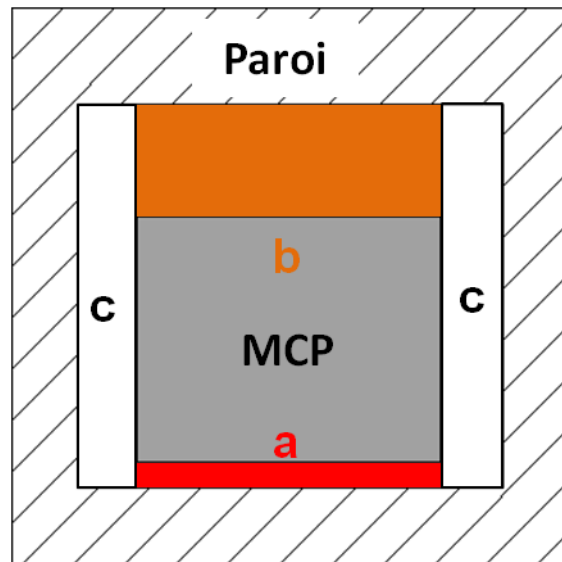


Figure 3. 5 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP fondant avec le découpage des zones pour le calcul du coefficient d'échange

A partir de cette analyse, nous avons établi le coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP tel que :

$$h_{p-MCP}(x, t) = \frac{1}{p_{p-MCP}} \left[(Y - 2 s_Y) h_{p-MCP}^a + (Y - 2 s_Y) h_{p-MCP}^b + Z h_{p-MCP}^c \right] \quad (3-14)$$

La figure 3. 6 présente une coupe de la section transversale d'une encapsulation remplie de MCP sur laquelle sont inscrites les différentes variables géométriques intervenant dans le calcul du coefficient d'échange entre le MCP solide et la paroi intérieure du tube. Ainsi Y et Z sont les dimensions intérieures de la section transversale de l'encapsulation. s_y , s_z et δ sont respectivement les positions des front de fusion du MCP solide par rapport aux parois latérales, supérieure et inférieure de l'encapsulation.

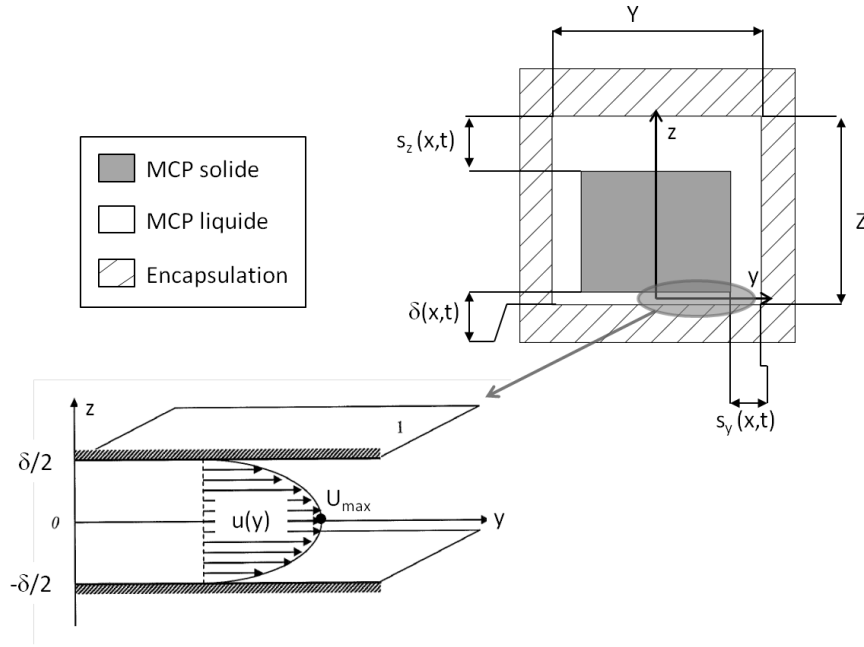


Figure 3. 6 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP fondant avec les différents fronts de fusion et Représentation d'un écoulement visqueux entre deux plaques selon la loi de Poiseuille

Evaluation du coefficient h_{p-MCP}^a

Le coefficient h_{p-MCP}^a dépend de deux composantes : la position du front de fusion δ (cf. figure 3. 6) et le type de transfert thermique. Selon (Hirata et al., 1993), le film liquide au fond de l'encapsulation étant instable, la convection naturelle peut se développer si le nombre de Rayleigh Ra_Y dépasse la valeur critique de 1700.

$$h_{p-MCP}^a(x, t) = Nu_Y \frac{\lambda_l}{\delta} \quad (3- 15)$$

où λ_l est la conductivité du MCP et Nu_Y est le nombre de Nusselt dans l'épaisseur du film liquide. Pour déterminer le nombre Nu_Y , Hirata et al. utilisent les corrélations de convection naturelle pour une plaque chaude horizontale établies par Ozisik (Özışık, 1985) telles que :

$$\begin{cases} Nu_Y = 1 & \text{si } Ra_Y(x, t) < 1700 \\ Nu_Y = 0,012 Ra_Y^{0,6} & \text{si } Ra_Y(x, t) < 6000 ; 1 < Pr_l < 5000 \\ Nu_Y = 0,375 Ra_Y^{0,2} & \text{si } Ra_Y(x, t) < 37000 ; 1 < Pr_l < 5000 \\ Nu_Y = 0,13 Ra_Y^{0,3} & \text{si } Ra_Y(x, t) < 37000 ; 1 < Pr_l < 20 \end{cases} \quad (3- 16)$$

avec Pr_l le nombre de Prandtl de la phase liquide du MCP et Ra_Y le nombre de Rayleigh du film liquide tel que :

$$Ra_Y(x, t) = \frac{c p_l \rho_l^2 g \beta (T_p - T_{MCP}) \delta^3}{\lambda_l \mu_l} \quad (3-17)$$

Pour déterminer la position du front de fusion inférieur δ , les hypothèses sont les suivantes :

Hypothèses :

- Le MCP liquide est considéré Newtonien
- Le terme d'inertie dans la loi de Poiseuille est négligé par rapport à la viscosité
- L'effet de suction induit par la variation volumique solide/liquide est négligé
- Les propriétés thermo-physiques sont considérées constantes
- L'écoulement dans le film liquide est symétrique par rapport à $y=0$ (cf. figure 3. 6)
- L'épaisseur du film liquide δ est considérée constante sur la longueur d'un élément dx

Selon Hirata et al., la position du front de fusion δ est déterminée analytiquement à partir de la loi de Poiseuille définie entre deux plaques telle que :

$$\frac{dP}{dy} = \frac{-2 \mu U_{max}}{\left(\frac{\delta}{2}\right)^2}, \quad (3-18)$$

où P est la pression exercée sur le MCP liquide, μ la viscosité dynamique du MCP liquide et U_{max} la vitesse maximale du liquide suivant l'axe y . En considérant que le problème est symétrique par rapport à l'axe vertical z et que la pression à la limite du MCP solide à $Y/2 - s_Y$ est nulle :

$$P(y) = -\frac{8 \mu U_{max}}{\delta^2} \left(y - \frac{Y \sqrt{\sigma_s}}{2} \right) \text{ avec } \frac{Y}{2} - s_Y = Y \sqrt{\sigma_s} = Y \sqrt{1 - \sigma_l}, \quad (3-19)$$

De plus, la pression P exercée par le MCP solide sur le film de MCP liquide dépend de la gravité et de la poussée d'Archimède telle que :

$$2 X \int_0^{Y \sqrt{\sigma_s}/2} P(y) dy = (\rho_s - \rho_l) V_s g \text{ où } V_s = Y Z X \sigma_s, \quad (3-20)$$

où V_s volume du MCP solide et σ_s la fraction volumique du MCP et ρ_l et ρ_s les masses volumique du MCP liquide et solide. En intégrant la pression suivant l'axe y avec la relation (3- 19), l'équation (3- 20) devient alors :

$$2 \frac{\mu Y \sigma_s}{\delta^2} U_{max} = (\rho_s - \rho_l) Z \sigma_s g \quad (3-21)$$

En état d'équilibre, la vitesse moyenne du liquide dans l'épaisseur du film de MCP dépend du débit de fusion q_{MCP} considéré comme constant suivant l'axe Y :

$$q_{MCP} = \rho_l X \int_{-\delta/2}^{\delta/2} u(z) dz \text{ avec } u(y) = -4 \frac{U_{max}}{\delta^2} y^2 + U_{max} \quad (3-22)$$

Par conséquent, le débit de MCP fondu au niveau de la surface inférieure s'écrit de la manière suivante :

$$\frac{q_{MCP}}{X} = 2 \rho_l \frac{U_{max}}{3} \delta \quad (3-23)$$

Le débit de MCP fondu au niveau de la surface inférieure du MCP solide (q_{MCP}) dépend de la chaleur latente et du transfert thermique à travers le film liquide (dont on néglige la capacité thermique face à la chaleur latente) comme suit :

$$-\frac{\lambda_l}{\delta} X Y \sqrt{\sigma_s} (T_s - T_p) = q_{MCP} L_f, \quad (3-24)$$

où λ_l est la conductivité de la phase liquide et L_f est la chaleur latente du MCP .Par conséquent, le débit linéique de MCP peut s'écrire :

$$\frac{q_{MCP}}{X} = \frac{3 \lambda_l Y \sqrt{\sigma_s} Ste}{2 \delta C p_l} \text{ où } = C p_l \frac{(T_s - T_p)}{L_f}, \quad (3-25)$$

où Ste est le nombre de Stephan et $C p_l$, la capacité thermique de la phase liquide. A partir des équations (3- 23) et (3- 25), la vitesse maximale U_{max} du MCP liquide dans le film d'épaisseur δ peut s'exprimer de la manière suivante :

$$U_{max} = \frac{3 D_l Y \sqrt{\sigma_s} Ste}{2 \delta^2} \text{ avec } D_l = \frac{\lambda_l}{\rho_l C p_l}, \quad (3-26)$$

où D_l est la diffusivité thermique de la phase liquide du MCP. Ainsi les équations (3- 21) et (3- 26) peuvent être mises en relation par la vitesse maximale U_{max} :

$$2 \frac{\mu Y \sigma_s}{\delta^2} \frac{3 D_l Y \sqrt{\sigma_s} Ste}{2 \delta^2} = (\rho_s - \rho_l) Z \ g \quad (3-27)$$

Enfin, l'épaisseur du film de MCP liquide δ peut s'écrire de la manière suivante :

$$\delta = \sqrt[4]{3 \frac{\mu Y^2 D_l \sqrt{1 - \sigma_l} Ste}{(\rho_s - \rho_l) Z \ g}} \quad (3-28)$$

Evaluation du coefficient h_{p-MCP}^b

Dans la couche supérieure du MCP liquide (cf. zone b dans Figure 3. 5) il est considéré que la conduction est dominante. En effet, le MCP est chauffé par la paroi supérieure de l'encapsulation ce qui ne permet pas le développement de convection naturelle. Par conséquent le coefficient h_{p-MCP}^b s'exprime de la manière suivante :

$$h_{p-MCP}^b(x, t) = \frac{\lambda_l}{s_z} \quad (3-29)$$

A partir de l'hypothèse géométrique que le cœur solide du MCP garde le même ratio B entre la hauteur et la largeur que la section de l'encapsulation, la position du front de fusion supérieur s_z dépend alors de la fraction volumique de MCP liquide σ_l et de la position du front de fusion inférieur δ telle que :

$$s_Z(x, t) = Z \left[1 - \sqrt{1 - \sigma_l(x, t)} \right] - \delta(x, t) \quad (3-30)$$

Evaluation du coefficient h_{p-MCP}^c

Selon Hirata et al. (Hirata et al., 1993), il existe de la convection naturelle entre les fronts de fusion latéraux et les parois verticales de l'encapsulation. Les auteurs utilisent la corrélation établie par Jany et Bejan (Jany et Bejan, 1988) pour calculer la position du front de fusion en fonction du temps en prenant en compte la convection naturelle. Cependant, cette corrélation nécessite que la paroi verticale soit à température constante. Or dans le modèle ici développé, la température de l'encapsulation varie en fonction du temps. Par conséquent, il a été choisi d'exprimer le coefficient d'échange h_{p-MCP}^c en fonction du Nombre de Nusselt tel que :

$$h_{p-MCP}^a(x, t) = Nu_Z \frac{\lambda_l}{s_Y} \quad (3-31)$$

avec la position du front fusion s_Y calculée à partir de la même hypothèse que pour le front de fusion s_Z :

$$s_Y(x, t) = \frac{Y[1 - \sqrt{1 - \sigma_l(x, t)}]}{2} \quad (3-32)$$

Le nombre de Nusselt Nu_Z est calculé à partir des corrélations de convection naturelle pour des encapsulations verticales développées par Berkovsky et Polevikov (Berkovsky et Polevikov, 1977). La première corrélation utilisée est la suivante :

$$Nu_Z = 0,22 \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra_Z(x, t) \right)^{0,28} \left(\frac{Z}{s_Y(x, t)} \right)^{0,25} \quad (3-33)$$

La corrélation (3-35) est valide pour les conditions suivantes :

Hypothèses :

$$2 < \frac{Z}{s_Y(x, t)} < 10 ;$$

$$Pr_l < 10^5 ;$$

$$10^3 < Ra_Z < 10^{10} ;$$

$$\text{Propriétés thermo-physiques calculées pour } \bar{T} = (T_p + T_{MCP})/2$$

La deuxième corrélation utilisée pour le calcul de Nu_Z est la suivante :

$$Nu_Z = 0,18 \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra_Z(x, t) \right)^{0,29} \quad (3-34)$$

La corrélation (3-35) est valide pour les conditions suivantes :

Hypothèse :

$$1 < \frac{Z}{s_Y(x, t)} < 2 ;$$

$$10^{-3} < Pr_l < 10^5 ;$$

$$\frac{Pr_l}{0,2+Pr_l} Ra_Z < 10^3 ;$$

$$\text{Propriétés thermo-physiques calculées pour } \bar{T} = (T_p + T_{MCP})/2$$

où

$$Ra_z(x, t) = \frac{cp_l \rho_l^2 g \beta (T_p - T_{MCP}) Z^3}{\lambda_l \mu_l} \quad (3-35)$$

Dans le cas où l'une des conditions de ces corrélations n'est pas satisfaite, le nombre de Nusselt Nu_z est alors fixé à 1 par défaut.

c) Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en solidification

Hypothèses :

- Un seul front de fusion est considéré
- Lors de la solidification, la section du MCP liquide garde le même facteur de forme B que l'encapsulation
- Seule la conduction à travers la phase solide est considérée

Dans le modèle de simulation, la solidification comme symétrique par rapport l'axe de symétrie de l'encapsulation. Le transfert thermique entre la paroi de l'encapsulation et l'interface de cristallisation entre la phase solide et la phase liquide du MCP est considéré comme purement conductif. Par conséquent, le coefficient d'échange (h_{p-MCP}) entre le MCP et la paroi de l'encapsulation s'écrit de la manière suivante :

$$h_{p-MCP}(x, t) = \frac{\lambda_s}{p_{p-MCP}} 2 \left[\frac{(Y-2 \cdot s_Y(x, t))}{s_Z(x, t)} + \frac{Z-2 \cdot s_Z(x, t)}{s_Y(x, t)} \right], \quad (3-36)$$

où la position des fronts de solidification (cf. Figure 3. 7) dépendent uniquement de la fraction liquide du MCP :

$$s_Z(x, t) = Z \sqrt{(1 - \sigma_l(x, t))} \text{ et } s_Y(x, t) = Y \sqrt{(1 - \sigma_l(x, t))} \quad (3-37)$$

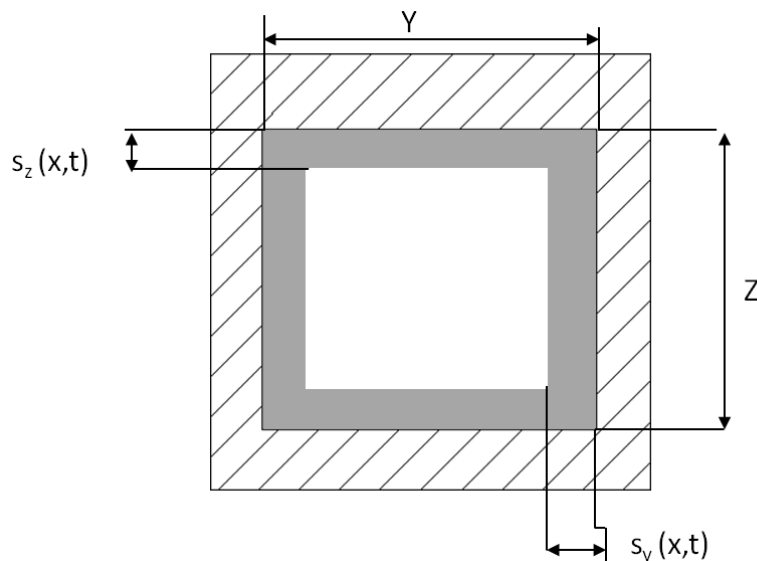


Figure 3. 7 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP solidifiant avec les différents fronts de solidification

3.2.2 Caractérisation du changement de phase

3.2.2.1 Représentation paramétrée du changement de phase solide/liquide

Dans les modèles de simulation de systèmes de stockage par chaleur latente solide-liquide, les propriétés du MCP peuvent être représentées sous deux formes : la chaleur spécifique effective (Arkar et Medved, 2007; Hed et Bellander, 2006; Zukowski, 2007) ou l'enthalpie (Dolado et al., 2011; Lacroix, 1993; Takeda et al., 2004), sachant que la variation de l'enthalpie entre deux états a et b est l'intégrale de la chaleur spécifique suivant la température telle que :

$$\Delta H_b^a = \int_{T_a}^{T_b} C_{p_{eff}}(T) dT \quad (3-38)$$

L'enthalpie peut donc s'écrire en fonction de la température (T) du titre massique de phase liquide (X_l) tel que :

$$H_{MCP} = [(1 - X_l) C_{p_s} + X_l C_{p_l}] T + X_l L_f, \text{ où } X_l = \frac{m_l}{m_{MCP}} \quad (3-39)$$

Le titre massique X_l de phase liquide est fonction de la température. Cette fonction peut être représentée de différentes manières selon que le changement de phase est monovariant (température de fusion unique) ou multivariant (fusion étalée sur une plage de température). Le tableau 3. 1 présente trois représentations paramétrées du titre massique de la phase liquide du MCP.

Nous avons choisi d'utiliser pour la suite la fonction 3 en partie pour la stabilité des calculs numériques. En effet, la dérivée de l'enthalpie est utilisée dans l'équation de conservation de l'énergie (3- 11) et seule la fonction 3 a une dérivée continue sur le changement de phase.

Afin de vérifier la précision de ces représentations du changement de phase, une caractérisation par calorimétrie différentielle à balayage (DSC) a été réalisée sur les deux principaux matériaux étudiés pendant la thèse. Ces MCP sont deux paraffines fabriquées par Rubitherm, la RT21 et la RT28HC dont les températures de fusion sont respectivement aux alentours de 21°C et 28°C avec des capacités de stockage annoncées de 134 kJ.kg⁻¹ et 245 kJ.kg⁻¹ (chaleur sensible des deux phases comprises sur une variation de 15°C autour du changement de phase).

Changement de phase monovariant	Changement de phase multivariant	
Fonction 1	Fonction 2	Fonction 3
$X_l = \begin{cases} 0; & T \leq T_f \\ 1; & T \geq T_f \end{cases}$	$X_l = \begin{cases} 0; & T \leq T_{min} \\ \frac{T - (T_{min})}{\Delta T_1}; & T_{min} \leq T \leq T_{max} \\ 1; & T \geq T_{max} \end{cases}$ <p>où $T_{min} = T_f - \frac{\Delta T_1}{2}$ et $T_{max} = T_f + \frac{\Delta T_1}{2}$</p>	$X_l = 0,5 \left[1 - \tanh \left(\frac{T_f - T}{\Delta T_2} \right) \right]$

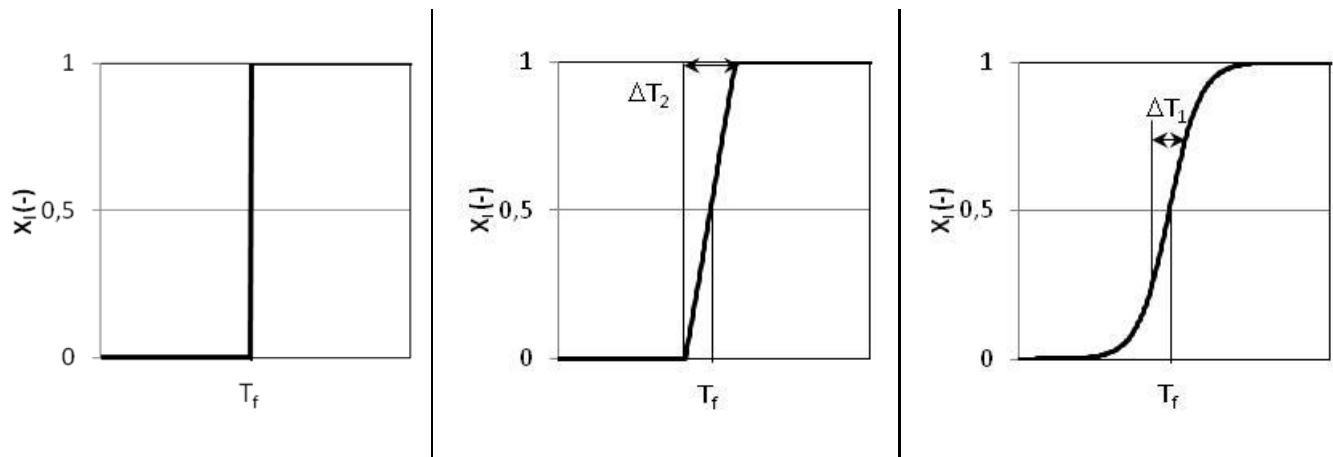


Tableau 3. 1 : Représentations paramétrées du titre massique de MCP fondu en fonction de la température

Une caractérisation rapide de ces deux matériaux a été réalisée par DSC avec une consigne de montée et de descente en température de $1,5^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$. Cette méthode permet de récupérer rapidement des données intéressantes sur les propriétés des matériaux : capacités thermiques, chaleur latente, allure de la fonction enthalpie-température. Cependant, il est important de noter que cette méthode induit une déviation de l'estimation de la température de l'échantillon car une évolution trop rapide de la consigne ne laisse pas le temps d'homogénéiser la température dans l'échantillon, les conditions sont dites non-isothermes dans l'échantillon. Les figures 3.6 et 3.7 montrent respectivement la comparaison des fonctions enthalpie-température expérimentales et paramétrées des paraffines RT28HC et RT21 déterminée à partir de la représentation paramétrée (3- 39). Les paramètres utilisés pour tracer les fonctions paramétrées sont présentés dans le tableau 3. 2.

La Rubitherm RT28HC est une paraffine dont les propriétés se rapprochent du n-octadécane, un alcane linéaire de formule $\text{C}_{18}\text{H}_{38}$. Par conséquent, la fonction (3- 39) paramétrée avec les données fournies par le fabricant (RubiTherm GmbH, 2011) respecte les résultats de DSC de la paraffine RT28HC, comme le montre la figure 3. 8. Contrairement à la RT28HC, la paraffine RT21 est un mélange binaire de deux ou plusieurs alcanes développé afin de proposer un panel de MCP avec différentes températures de changement de phase. Selon Rakotosaona (Rakotosaona, 2005) qui a étudié les diagrammes de phase des mélanges de n-alcanes, un mélange passe pendant sa montée en température par des transitions solide/solide (phase ordonnée \rightarrow désordonnée) puis par un changement de phase solide/liquide étalé (mélange stable solide-liquide dû à la séparation solidus-liquidus). Par conséquent, une capacité thermique équivalente de la phase solide (C_{p_s}) doit être fixée à $5000 \text{ J}.\text{kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (prenant en compte le changement de phase solide/solide) et la chaleur latente de changement de phase solide/liquide doit être fixée à $150 \text{ kJ}.\text{kg}^{-1}$ au lieu de $104 \text{ kJ}.\text{kg}^{-1}$ pour que la fonction paramétrée corresponde aux résultats de la DSC.

Les résultats des figures 3.6 et 3.7 montrent la nécessité de caractériser expérimentalement les matériaux pour pouvoir modéliser leur comportement thermique. Malheureusement, les techniques de caractérisation précises de type DSC sont onéreuses et chronophages.

Propriétés	RT28 HC	RT21
Températures de fusion/solidification ($^{\circ}\text{C}$)	29,6-24	22,75-17,25
Plages de changement de phase ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	2-1	2,5
Chaleur latente ($\text{kJ}.\text{kg}^{-1}$)	215	104
Capacité thermique du solide ($\text{J}.\text{kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	2100	5000
Capacité thermique du liquide ($\text{J}.\text{kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	1800	1800

Masse volumique du solide (kg.m^{-3})	880	880
Masse volumique du liquide (kg.m^{-3})	768	768

Tableau 3. 2 : Propriétés thermo-physiques des paraffines RT28 HC et RT21

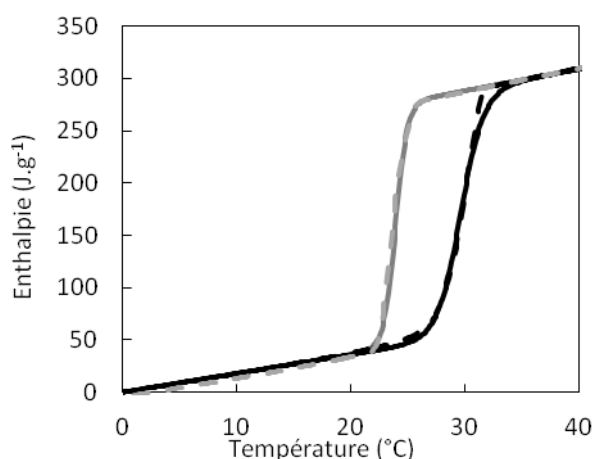


Figure 3. 8 : Caractérisation de la paraffine RT28HC ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température théorique (ligne continue) et des résultats de la DSC $1,5^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (tirets) en montée (noir) et descente (gris)

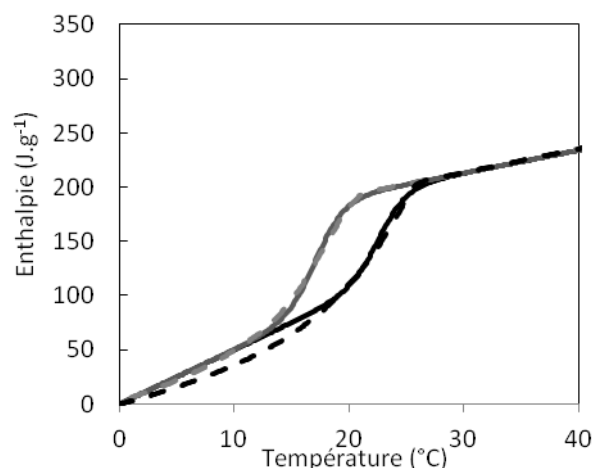


Figure 3. 9 : Caractérisation de la paraffine RT21 ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température paramétrée (ligne continue) et des résultats de la DSC $1,5^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (tirets) en montée (noir) et descente (gris)

3.2.2.2 Hystérésis et surfusion

Les courbes enthalpie-température ne sont généralement pas les mêmes en solidification en fusion pour deux raisons connues qui sont la surfusion et l'hystérésis.

La surfusion est un retard à la cristallisation, le liquide descend à une température en dessous de la température théorique de transition de phase (chaleur sensible de la phase liquide) car le premier cristal n'est pas apparu. En effet, Il y a une compétition entre l'énergie nécessaire à la solidification du cristal ($\sim r^3$) et le transfert thermique avec la phase liquide qui l'entoure ($\sim r^2$). Il existe donc un rayon critique en dessous duquel le premier cristal solide disparaît instantanément. Si le rayon critique est atteint le solide s'accroît de manière exponentielle. Ce phénomène aléatoire peut-être favorisé par des particules solides autour desquel les cristaux peuvent se former. Généralement, la surfusion est une caractéristique de matériaux purs. Les MCP réputés pour avoir une surfusion importante sont les composés inorganiques. La surfusion est généralement caractérisée par une différence de température ΔT_{surf} entre la température de fusion et la température la plus probable d'apparition du premier cristal. La surfusion est caractérisée par un point singulier dans la fonction enthalpie température de solidification comme le montre la figure 3. 10.

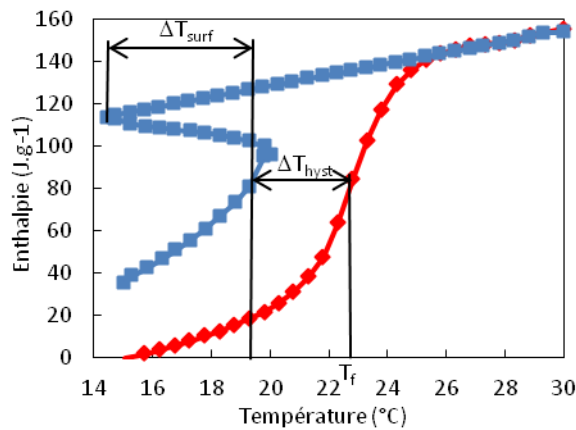


Figure 3. 10 : Fonction enthalpie température du MCP inorganique SP22 caractérisé par la méthode T-history (Stanković et Kyriacou, 2013)

L'hystérésis est caractérisée par un décalage total de la fonction enthalpie-température de solidification par rapport à celle de fusion. Selon Mehling et Cabeza (Mehling et Cabeza, 2008), cette déviation entre les deux courbes peut avoir deux sources principales :

- une erreur de mesure : les MCP sont des mauvais conducteurs thermiques. Or des conditions non-isothermes dans le matériau à caractériser peuvent induire une erreur si les consignes de température sont trop rapides ;
- les propriétés thermo-physiques du MCP : lenteur de formation du réseau cristallin, modification de l'organisation cristalline du solide pendant le changement de phase.

La surfusion ne peut pas être caractérisée par la fonction paramétrée de l'enthalpie température alors que pour le phénomène hystérésis il est possible de définir deux fonctions avec des températures et des plages de changement de phase différentes. Cependant, il est nécessaire de caler les paramètres à partir de résultats expérimentaux rigoureux. Par exemple, Stankovic et Kyriacou (Stanković et Kyriacou, 2013) ont récemment caractérisé la paraffine RT21 en utilisant la méthode T-history réputée plus précise que la mesure par DSC avec une consigne de température en rampe.

La figure 3. 11 présente la comparaison de la caractérisation réalisée par Stankovic et Kyriacou et la caractérisation réalisée par DSC avec une consigne de $1,5^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$. Les deux courbes en descente (en gris) montrent que la solidification est initiée à une même température ($21,3^{\circ}\text{C}$). Lors de la solidification, la température mesurée par la DSC s'écarte de la température mesurée par Stankovic et Kyriacou. Cette observation montre qu'il existe bien une déviation de la température induite par des conditions non-isothermes pendant le changement de phase.

La figure 3. 12 présente la comparaison entre la caractérisation de Stankovic et Kyriacou et une fonction paramétrée de l'enthalpie utilisant l'équation (3- 3) et les données inscrites dans le tableau 3. 3. A partir des observations réalisées sur la caractérisation de la paraffine RT21, les paramètres de la fonction enthalpie-température ont été également modifiés et sont présentés dans le tableau 3. 3.

Les courbes enthalpie-température déterminées expérimentalement peuvent être utilisées dans le modèle présenté dans le paragraphe 3.2.1. Cependant, les représentations paramétrées de l'enthalpie autorisent l'analyse de sensibilité (réalisée sur le modèle dans le paragraphe 4.1.3.4). Le paragraphe qui suit montre la manière dont l'enthalpie est prise en compte dans l'équation (3- 11).

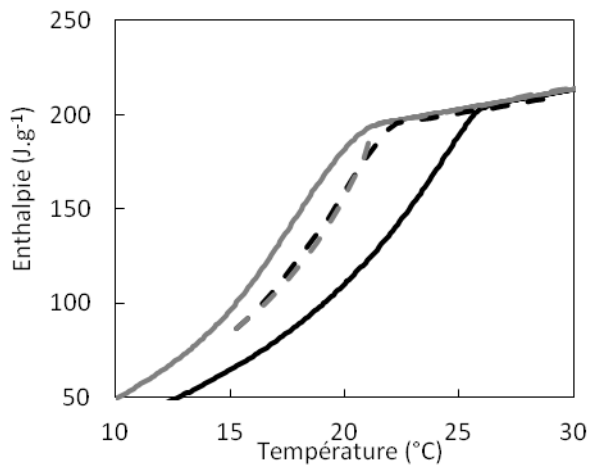


Figure 3. 11 : Comparaison de la caractérisation de la paraffine RT21 entre la DSC à $1,5^{\circ}\text{C}.\text{min}^{-1}$ (ligne continue) et la méthode T-history de Stankovic et Kyriacou (tirets) en montée (noir) et en descente (gris)

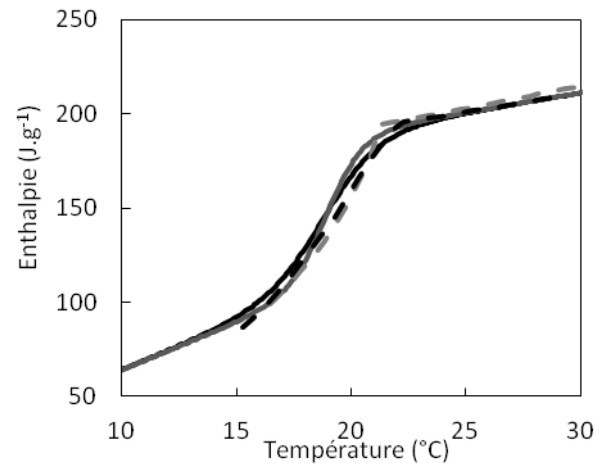


Figure 3. 12 : Caractérisation de la paraffine RT21 ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température paramétrée (ligne continue) et la méthode T-history de Stankovic et Kyriacou (tirets) en montée (noir) et descente (gris)

Propriétés	RT28 HC	RT21
Températures de fusion/solidification ($^{\circ}\text{C}$)	27,95-25,25	19
Plages de changement de phase ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	1,5	2,4-1,6
Chaleur latente ($\text{kJ}.\text{kg}^{-1}$)	215	134
Capacité thermique du solide ($\text{J}.\text{kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	2 100	4 500
Capacité thermique du liquide ($\text{J}.\text{kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	1 800	1 800
Masse volumique du solide ($\text{kg}.\text{m}^{-3}$)	880	880
Masse volumique du liquide ($\text{kg}.\text{m}^{-3}$)	768	768

Tableau 3. 3 : Propriétés thermo-physiques des paraffines RT21 déterminées à partir de Stankovic et Kyriacou (Stanković et Kyriacou, 2013)

3.2.2.3 Prise en compte du changement de phase dans les équations de conservation de l'énergie

Hypothèses :

- Les capacités thermiques des phases liquide et solide sont considérées constantes
- La variation volumique lors du changement de phase solide/liquide est négligée

Les équations de conservation de l'énergie sont exprimées suivant une discrétisation volumique. L'enthalpie volumique $\rho_{\text{MCP}} H_{\text{MCP}}$ est donc exprimée dans l'équation (3- 11) en fonction de la masse volumique ρ_{MCP} et l'enthalpie massique H_{MCP} dépendant de la température. Pendant le changement de phase, il est difficile d'établir une masse volumique unique car le MCP est un mélange hétérogène solide/liquide. Cependant, l'enthalpie volumique peut également s'écrire de la manière suivante :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = \frac{m_s C p_s T + m_l C p_l T + m_l L_f}{V_{MCP}}, \quad (3-40)$$

et donc s'exprimer également en fonction des fractions volumiques des phases solide (σ_s) et liquide (σ_l) :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = [\rho_s \sigma_s C p_s + \rho_l \sigma_l C p_l] T + \rho_l \sigma_l L_f, \quad (3-41)$$

Or, il est possible d'exprimer la fraction volumique de la phase solide σ_s telle que :

$$\sigma_s = \frac{1-\sigma_l}{1+\kappa}, \text{ avec } \kappa = \frac{\rho_s - \rho_l}{\rho_l}, \quad (3-42)$$

où κ est la variation volumique entre solide et liquide lors du changement de phase. L'enthalpie volumique est alors exprimée en fonction de la température (T) et la fraction volumique de la phase liquide du MCP (σ_l) telle que :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = \left[\rho_s \frac{1-\sigma_l}{1+\kappa} C p_s + \rho_l \sigma_l C p_l \right] T + \rho_l \sigma_l L_f \quad (3-43)$$

La variation volumique κ est généralement négligée dans les modèles de la littérature (Dutil et al., 2010; Mehling et Cabeza, 2008; Voller, 1990). L'enthalpie volumique devient alors :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = [\rho_s (1 - \sigma_l) C p_s + \rho_l \sigma_l C p_l] T + \rho_l \sigma_l L_f, \text{ avec } \sigma_l = 0,5 \left[1 - \tanh\left(\frac{T_f - T}{\Delta T_2}\right) \right] \quad (3-44)$$

3.3 Modèle de co-simulation entre le bâtiment et le système de rafraîchissement

Le but de la co-simulation est de développer un outil capable d'évaluer les performances d'une solution de systèmes de rafraîchissement (réseau de ventilation équipé d'un ventilateur et d'échangeurs-stockeurs) pour un bâtiment et un climat donnés. Or, la température d'entrée du modèle du système MCP est la température intérieure du bâtiment qui elle-même est influencée par la température de sortie du système de rafraîchissement. Il y a donc un phénomène de couplage. Pour déterminer les performances du système, il est nécessaire de simuler la maison et l'influence du système à chaque pas de temps.

3.3.1 Stratégie de co-simulation choisie

Pour simuler le comportement thermique d'un bâtiment couplé avec le système de rafraîchissement, il y a deux stratégies possibles : (1) utiliser un code maison développé sur le même logiciel que le programme de simulation du système MCP comme le code Shaman développé sur MATLAB par Nobatek (Hénon et al., 2012) pour la simulation thermique de patrimoine ou (2) ouvrir une boîte de dialogue entre l'outil de simulation de l'échangeur-stockeur et un logiciel de STD commercial.

Bien que la première stratégie permette une maîtrise totale du code de simulation, elle implique de devoir développer un outil identique à la multitude qui existe déjà et qui est développé depuis plus de vingt ans comme

COMFIE (Peuportier et Sommereux, 1990) ou Energy+ issu de BLAST et DOE-2 (Birdsall et al., 1990). Dans une optique de diffusion d'un outil de prédimensionnement, la deuxième stratégie utilisant un des logiciels maîtrisés par les bureaux d'étude français, européens voire mondiaux est donc ici privilégiée.

On appelle co-simulation, le couplage entre deux différents simulateurs qui ne sont, à l'origine, pas destinés à communiquer. Pendant la co-simulation, les simulateurs calculent simultanément et échangent des données à chaque pas de temps synchronisés.

Le logiciel Pleiade+Comfie est le logiciel le plus utilisé par les bureaux d'études français en thermique du bâtiment. Bien que le cœur de calcul COMFIE soit libre, il ne prévoit pas l'entrée de variables via une interface externe ou le développement assisté de module.

Le TRNSYS est un logiciel souvent utilisé par les laboratoires pour des co-simulations et l'évaluation des performances de systèmes énergétiques. Pour cela, il utilise des modules de calcul indépendants « TYPE » dont on connecte les entrées et les sorties. TRNSYS permet le développement de « TYPE » comme celui de Chiu et al par exemple, (Chiu et al., 2013) qui proposent d'optimiser un système de rafraîchissement utilisant des MCP en utilisant le logiciel TRNSYS et le « TYPE 842 » développé par l'Université de Graz. Le logiciel permet de rentrer les données du bâtiment et du système de rafraîchissement de manière complète. En simulant une centaine de configuration, Chiu et al. ont déterminé le front de Pareto suivant deux objectifs : le taux de couverture des besoins en froid et le coût du système. Bien que très complet et flexible, le logiciel TRNSYS reste peu utilisé par les bureaux d'études thermiques car l'interface en schéma-blocs est peu ergonomique et peu intuitive.

EnergyPlus est le logiciel de STD soutenu par le département de l'énergie du gouvernement des Etats Unis d'Amérique (US Department of Energy, s. d.). Bien qu'EnergyPlus n'ait pas d'interface graphique, plusieurs éditeurs proposent des surcouches graphiques dont les plus connues sont DesignBuilder (DesignBuilder Software Ltd, s. d.) et CYPE (CYPE, s. d.). Le programme MLE+ (Nghiem, 2010) est une boîte à outil MATLAB® gratuite et libre permettant de dialoguer (envoyer et recevoir des variables) avec le logiciel EnergyPlus (US Department of Energy, s. d.) à chaque pas de temps. Dès lors, il permet des changements dynamiques des scénarios ou des variables non prévus par le logiciel EnergyPlus ; par exemple, Novakovic et Cvetkovic (Novakovic et Cvetkovic, 2013) proposent une régulation de stores à lames (montée/descente et angles des lames) en fonction des apports solaires ; Zhao et al. (Zhao et al., s. d.) proposent eux un système de contrôle de bâtiment prédictif utilisant MARLAB/SIMULINK et EnergyPlus.

Nous avons choisi d'utiliser les logiciels Energy+ pour la simulation du bâtiment et MATLAB équipé de la toolbox MLE+ pour la simulation du système et la gestion de la co-simulation. La figure 3. 13 montre l'interaction entre les différents logiciels utilisés pour la co-simulation du système de rafraîchissement couplé à la maison NAPEVOMO. Les données de sorties d'EnergyPlus sont les températures extérieure et intérieure. A partir de ces données, MATLAB simule le comportement du système et renvoie la puissance de rafraîchissement à EnergyPlus. Les résultats obtenus sont sauvegardés et traités par MATLAB.

3.3.2 Modélisation thermique de la maison NAPEVOMO

Un modèle thermique de la maison NAPEVOMO est généré en utilisant le logiciel OpenStudio (NREL, 2010) (interface graphique de EnergyPlus). Ce logiciel permet de renseigner la géométrie du bâtiment en 3D des parois extérieures et intérieures, les masques solaires, la composition des parois, les différentes zones thermiques les scénarios d'utilisation (thermostat, occupation, ventilation). La figure 3. 14 montre la modélisation 3D de la maison NAPEVOMO. Les murs (en jaune), la toiture (en rouge) et le vitrage (translucides) composent l'enveloppe thermique. Les masques solaires sont représentés en gris-bleu.

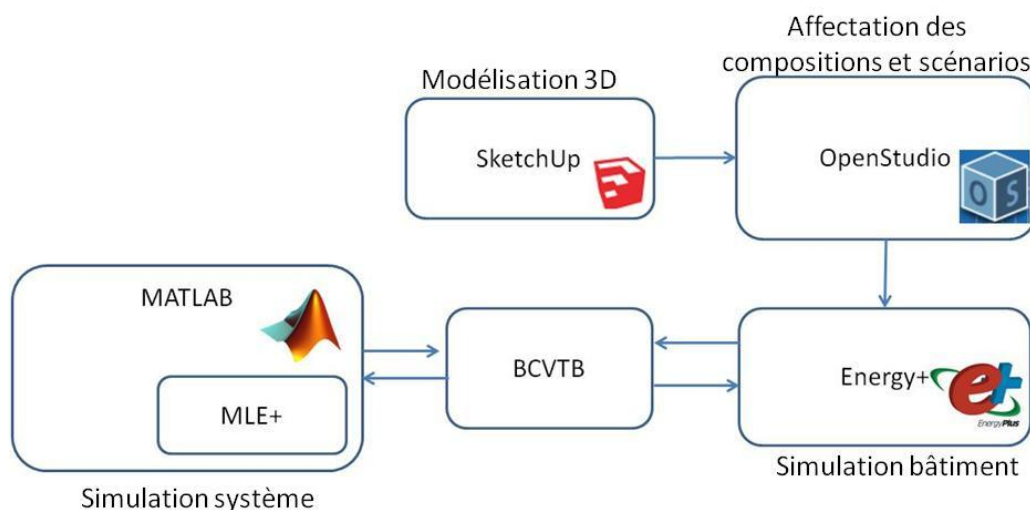


Figure 3. 13 : Schéma représentant l'interaction entre les logiciels utilisés pour la co-simulation

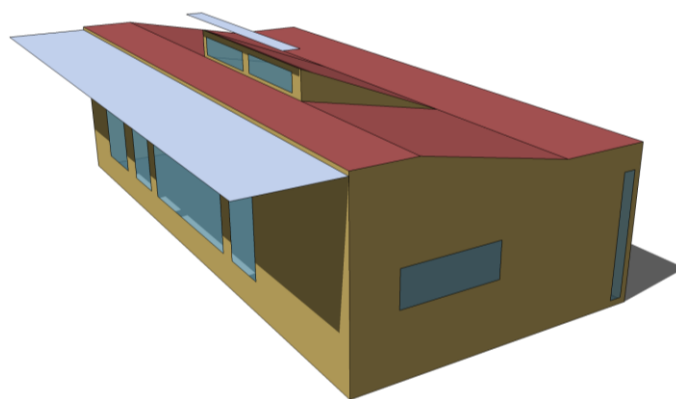


Figure 3. 14 : Modélisation 3D de la maison NAPEVOMO réalisée avec le plugin Sketchup® de OpenStudio®

Compte tenu de la taille réduite de la maison NAPEVOMO (47 m^2), une unique zone thermique pour toute la maison est considérée ce qui permet de réduire le temps de calcul. La composition des parois utilisée est celle donnée par Bruneau et al. (Bruneau et al., 2010) avec certaines simplifications. En effet, l'évapotranspiration de la toiture et du mur végétalisé et l'apport d'inertie des briques de terre crue ont été négligés. Les compositions de parois et les scénarios des apports internes (occupation, puissance dissipée par les systèmes) sont résumés en Annexe C.

NAPEVOMO est une maison à ossature bois, c'est-à-dire que des montants sont répartis tous les 60 cm dans une première épaisseur d'isolant, une surcouche d'isolant est installée à l'extérieur pour diminuer les ponts thermiques. Or, le logiciel EnergyPlus permet de renseigner les compositions de parois seulement comme une superposition de couches homogènes. Par conséquent, une conductivité et une chaleur spécifique équivalentes sont calculées par rapport au ratio de la surface cumulée de chaque composant sur la surface totale des parois pour les épaisseurs hétérogènes.

De plus, le parement extérieur des murs est un bardage en bois avec une lame d'air ventilée difficile à modéliser. Le bardage n'est pas considéré dans la composition du mur car la lame d'air entre le bardage et le pare-pluie est à température ambiante. Cependant, le bardage protège du rayonnement solaire tout en rayonnant sur le pare-pluie car il monte en température.

La caractérisation d'un parement extérieur avec lame d'air ventilée est définie par le guide de la Réglementation Thermique 2012 (CSTB, 2012). La lame d'air ventilée intervient dans deux caractéristiques de la paroi : (1) le

facteur de transmission solaire (Th-S) et (2) la résistance thermique de la paroi appelée dans le guide caractéristiques utiles des éléments de construction (Th-U). La figure 3. 15 représente la simplification réalisée pour considérer les bardages avec lame d'air ventilée dans le modèle thermique de la RT2012. Rse et Rsi sont respectivement les résistances superficielles des côtés extérieur et intérieur de la paroi. La RT 2012 préconise de ne prendre compte dans les caractéristiques que la paroi côté intérieur et de corriger le coefficient d'absorption et la résistance thermique superficielle extérieure tel que $RS_e=RS_i$ (Cf. figure 3. 15). Pour obtenir une hypothèse équivalente dans le logiciel Energy+, les parois extérieures verticales ont été considérées comme non exposées au vent.

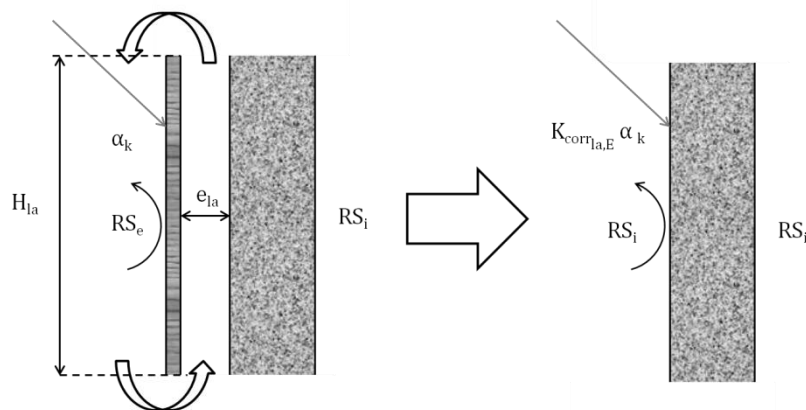


Figure 3. 15 : Schéma représentant le calcul des parois opaques de la RT2012

De plus, L'absorptivité de la surface extérieure est corrigée pour prendre en compte la protection du bardage. Par conséquent, l'absorptivité équivalente est considérée telle que :

$$\alpha_{k, \text{cor}} = K_{\text{corr-la,E}} \alpha_k \quad (3- 45)$$

Le coefficient de correction $K_{\text{corr-la,E}}$ compris entre 0,5 et 1,0 dépend de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et du coefficient d'absorption du parement extérieur. Le Tableau 3. 4 montre les coefficients $K_{\text{corr-la,E}}$ en fonction des paramètres précédemment cités.

L'inertie du mobilier (30 m² de bois massif d'épaisseur 10 cm) et des murs intérieurs (26 m²) a été considérée en tant que masse thermique interne. Pour réaliser la simulation, le logiciel a besoin d'un fichier de données météorologiques au format EPW (Energy Plus Weather data). Les fichiers utilisés pour la co-simulation sont les données météorologiques « typiques » fournies par ASHRAE et distribuées gratuitement par EnergyPlus. Pour la validation expérimentale de la co-simulation, un fichier expérimental été généré par le logiciel Meteonorm (METEOTEST, s. d.) à partir des données de la station météorologique située sur le site d'Arts et Métiers ParisTech, à Talence.

3.3.3 Pilotage du système

Dans le modèle de simulation, le système est piloté suivant trois variables d'observation : la température extérieure (T_{ext}), la température intérieure de la maison (T_{int}) et l'état de charge du système exprimé par la fraction de MCP liquide (σ_l). A partir de ces variables des consignes ont été établies pour faire le choix entre trois état de fonctionnement : Arrêt, Rafraîchissement, Régénération. Les consignes de températures et de fractions de MCP fondu sont les suivantes :

- T_{ON} : température intérieure de consigne haute au dessus de laquelle le système se met en marche

- T_{OFF} : température intérieure de consigne haute en dessous de laquelle le système s'arrête
- T_{REG} : température régénération en dessous de laquelle le système passe automatiquement en mode régénération
- σ_{MIN} : fraction de liquide minimum ; état de décharge maximale
- σ_{MAX} : fraction de liquide maximum ; état de charge maximale
- Pour limiter le nombre de paramètres, l'état de décharge maximal est défini en fonction de l'état de charge maximal de la manière suivante :

$$\sigma_{min}=1-\sigma_{max}$$

(3- 46)

e_{la} (m)	Z_{la} (m)			
	2 ou moins		10 ou plus	
	$\alpha_k=0,4$	$\alpha_k=0,8$	$\alpha_k=0,4$	$\alpha_k=0,4$
0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,05	0,70	0,65	0,70	0,70
0,1	0,65	0,60	0,65	0,60
0,5	0,60	0,55	0,55	0,50

Tableau 3. 4 : Coefficient correcteur en fonction de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et le coefficient d'absorption du parement extérieur

- La figure 3. 16 montre le logigramme de pilotage du système de rafraîchissement. Ce logigramme permet la sélection entre les trois états de fonctionnement du système : rafraîchissement, régénération et arrêt. Pour rafraîchir, la température extérieure doit être supérieure à une certaine température T_{REG} pour laquelle il est considéré que la maison pourrait être ventilée naturellement pour maintenir son confort d'été. La température T_{ON} (resp. T_{OFF}) est la température haute (basse) de la régulation de la température intérieure à deux points au-dessus (en-dessous) de laquelle le système se met en marche (s'arrête). Entre les deux températures de consigne T_{ON} et T_{OFF} , il y a une condition en hystérésis, donc une condition sur l'état de fonctionnement du système (cf. figure 3. 16).
- Les consignes de pilotage T_{REG} , T_{ON} , T_{OFF} , σ_{max} sont des paramètres de conception du système qui vont influencer sur ses performances comme le COP, coefficient de performance ou le taux inconfort. Le tableau 3. 5 résume les différentes variables d'observation pour le pilotage ainsi que les consignes associées avec les valeurs définies par défaut.

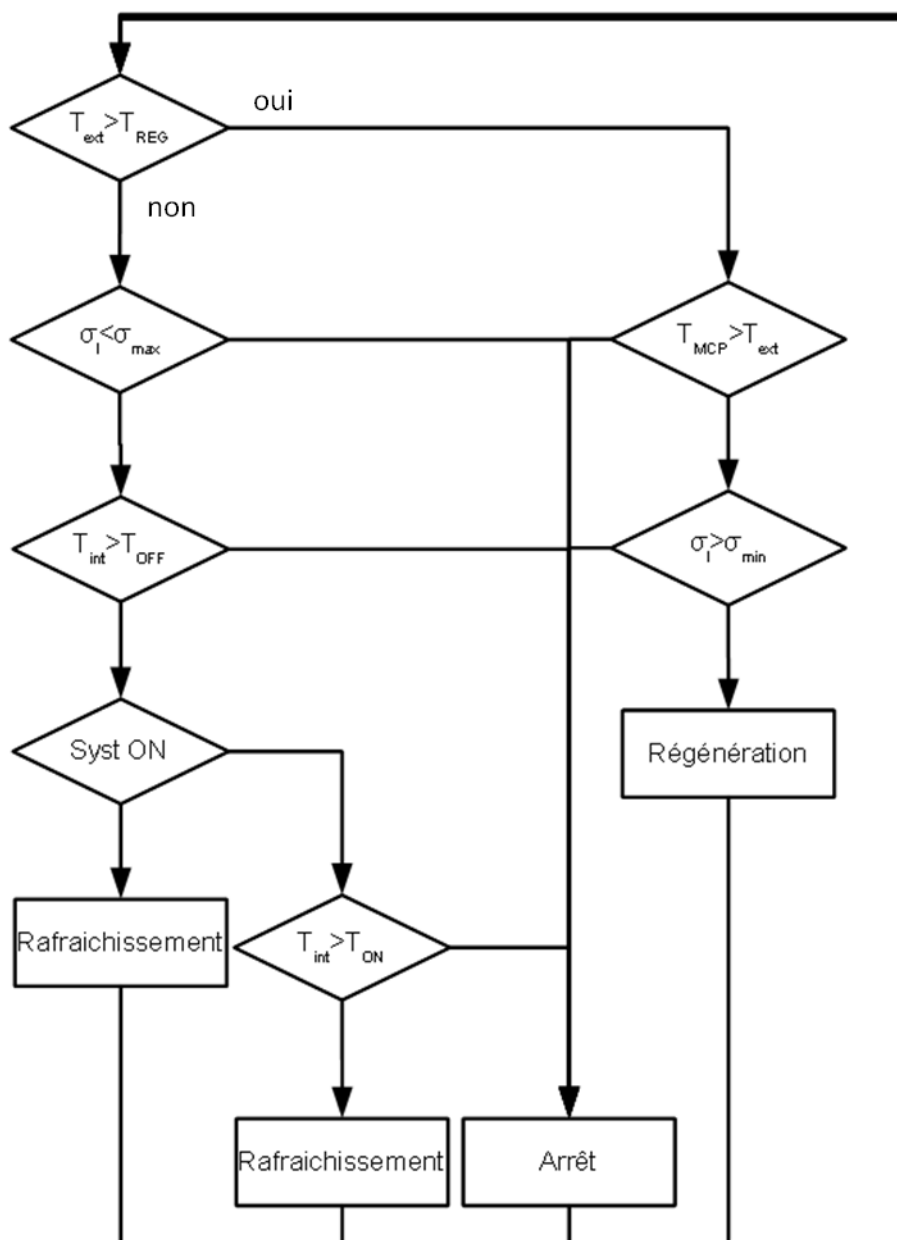


Figure 3. 16 : Logigramme de pilotage du système de rafraîchissement

Variables d'observation	Consignes de pilotage	Valeurs des consignes
Température extérieure T_{ext} (°C)	T_{REG}	20
Température intérieure T_{int} (°C)	T_{ON}	26
	T_{OFF}	22
Fraction de MCP fondu σ_1 (-)	σ_{MAX}	0,99
	σ_{MIN}	0,01

Tableau 3. 5 : Coefficient correcteur en fonction de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et le coefficient d'absorption du parement extérieur

3.4 Synthèse du chapitre 3

Dans ce chapitre, le modèle utilisé dans l'outil de simulation du comportement thermique d'un échangeur-stockeur composé de MCP a été présenté. La formulation utilise de surfaces équivalentes pour calculer les coefficients d'échange et les vitesses, le modèle peut donc simuler de nombreuses géométries différentes : sphères, tubes ou plaques. Dans le cadre de l'étude, la détermination des coefficients d'échange entre le MCP et son encapsulation a été limitée aux cavités de section rectangulaires soumises à un écoulement horizontal, c'est-à-dire les tubes horizontaux, plaques verticales et plaques horizontales.

Les coefficients d'échange entre le MCP et son encapsulation laissent la possibilité d'une fusion par contact. Si la phase solide est plus dense que la phase liquide, le solide tombe au fond de l'encapsulation restant à proximité de la surface inférieure de l'encapsulation. De plus, de la convection naturelle dans la phase liquide du MCP est considérée le long des parois verticales et entre la surface inférieure de l'encapsulation et le MCP.

Enfin, l'outil de simulation d'échangeur-stockeur a été intégré à une co-simulation permettant de simuler simultanément le système de rafraîchissement et le bâtiment dans lequel il est installé. La mise en place de cette co-simulation a été présentée dans le cas particulier de la maison NAPEVOMO. Les consignes de pilotage du système ont été également détaillées.

Chapitre 4 : Analyse des résultats expérimentaux et Performances des outils de simulation

4.1	Validation du modèle thermique de l'échangeur-stockeur.....	70
4.1.1	Dispositif expérimental.....	70
4.1.2	Analyse des résultats expérimentaux du prototype n°1	72
4.1.3	Qualification des performances du modèle thermique	74
4.1.3.1	Calibrage des échanges convectifs avec l'écoulement d'air (calcul du facteur χ)	74
4.1.3.2	Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°1	75
4.1.3.3	Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°2	79
a)	Comparaison des résultats du prototype N°2 en position horizontale.....	79
b)	Comparaison des résultats du prototype N°2 en position verticale	80
4.1.3.4	Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique	82
a)	Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique pour le prototype N°2 en position horizontale	85
4.2	Validation de la co-simulation	87
4.2.1	Calage du modèle de STD	87
3.1.1.	Co-simulation NAPEVOMO/Echangeur-stockeur.....	90
4.2.1.1	Dispositif expérimental.....	90
4.2.1.2	Correction de la température de l'air d'entrée	90
4.2.1.3	Résultats expérimentaux et résultats de la co-simulation	92
4.3	Synthèse du chapitre 4	93

Ce chapitre présente la validation des modèles numériques développés pour simuler le comportement dynamique des échangeurs stockeurs utilisant les MCP. Le modèle d'échangeurs est tout d'abord validé par comparaison des résultats numériques issus de la discrétisation du modèle et des résultats expérimentaux obtenus avec des conditions contrôlées. Les performances du modèle thermique du couplage Système Air/MCP – Maison NAPEVOMO sont ensuite estimées à l'aide de mesure de température d'air effectuées en situation de régulation d'un confort d'été.

4.1 Validation du modèle thermique de l'échangeur-stockeur

Le modèle thermique présenté paragraphe 3.1.2 est développé pour les géométries d'encapsulation rectangulaire horizontale soumises à un écoulement d'air également horizontal. Dans l'optique d'une optimisation multi-objectifs (cf. chapitre 5), il est nécessaire de valider le domaine de validité du modèle. Pour cela, trois géométries caractéristiques du comportement du MCP dans son encapsulation ont été sélectionnées en utilisant les prototypes existants :

- plaques horizontales ($B=0,046$) ; fusion par contact et convection naturelle réduites ; prototype N°2 position horizontale,
- tubes de section quasi-carrée ($B=1,3$) ; fusion par contact dominant et convection naturelle réduite prototype N°1,
- plaques verticales ($B=21,7$) ; fusion par contact négligeable et conduction seule prise en compte ($B>10$).

Le dispositif observé dans un premier temps permet d'exécuter des cycles de chauffe (rafraîchissement) et de refroidissement (régénération). Les résultats expérimentaux obtenus lors d'une expérience seront ensuite présentés et analysés. Enfin les résultats numériques issus du modèle thermique seront comparés aux mesures effectuées pour les 3 configurations et pour des débits et des températures d'air en entrée différents.

4.1.1 Dispositif expérimental

La figure 4. 1 montre le banc d'essai d'échangeur-stockeur qui a été conçu, réalisé et instrumenté pour tester le comportement d'échangeurs-stockeurs à l'échelle 1, dans des conditions de température d'air contrôlées. Le dispositif est composé d'un ventilateur d'une puissance de 120W intégrant une régulation de débit, d'une batterie chauffante électrique de 6 kW avec une régulation en température, d'un diaphragme permettant la mesure du débit par pression différentielle et enfin une climatisation mobile d'une puissance de 4 kW.

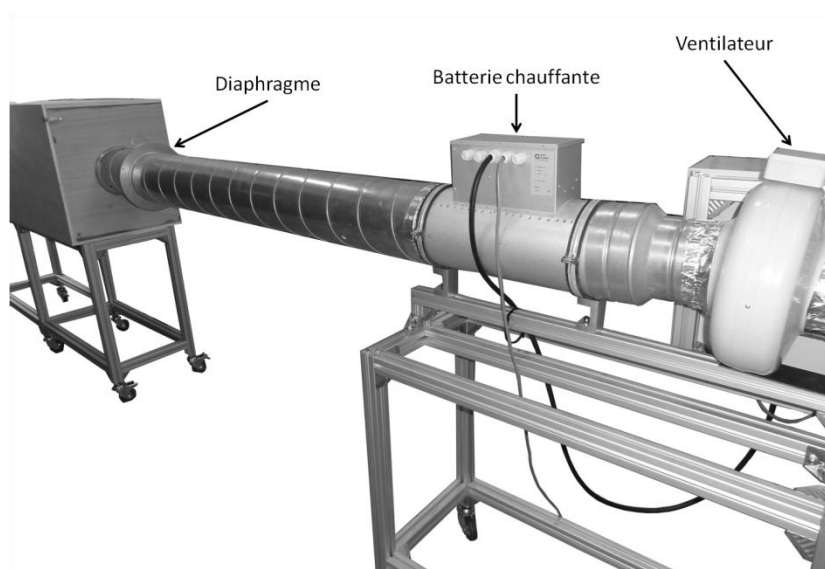


Figure 4. 1: Photographie du dispositif expérimental

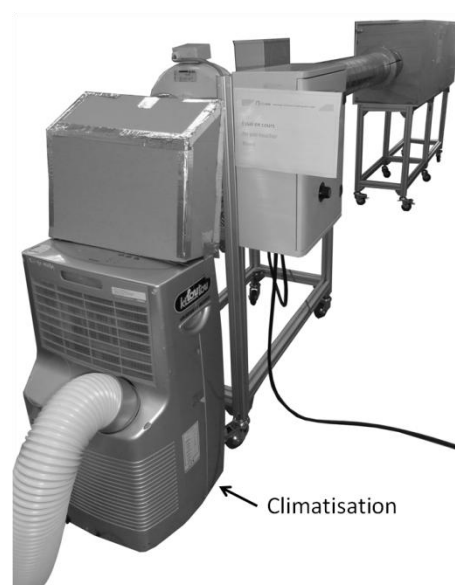


Figure 4. 2: Photographie du dispositif expérimental avec la climatisation

Deux prototypes d'échangeur-stockeur avec des géométries différentes sont expérimentés pour valider l'outil de simulation proposé dans le paragraphe 3.1.2. Ces deux échangeurs-stockeurs sont testés à température ($\pm 1^{\circ}\text{C}$) et à débit constant.

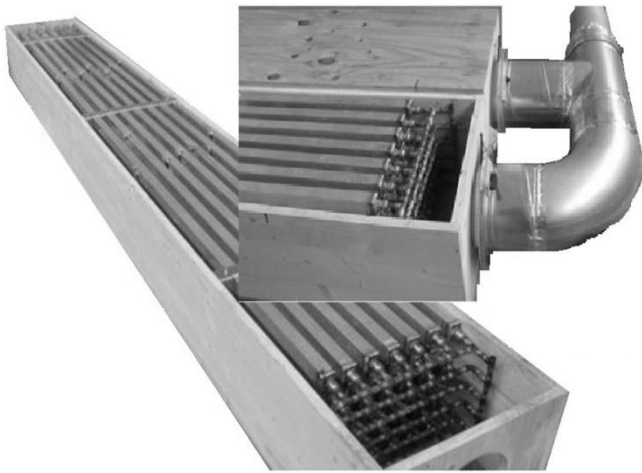


Figure 4. 3: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison NAPEVOMO



Figure 4. 4: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison Sumbiosi

Le prototype N°1 est l'échangeur-stockeur développé pour la maison NAPEVOMO. Il est composé de 42 tubes d'aluminium de section rectangulaire (30mm x 40mm x 3440mm) uniformément espacés de 25 mm et répartis sur 7 rangées superposées en quinconce (cf. figure 4. 3). L'écoulement de l'air est globalement parallèle aux tubes ; toutefois des déflecteurs sont fixés le long de ces tubes afin d'assurer un écoulement réparti et turbulent. Les tubes d'aluminium sont interconnectés par un réseau ouvert de tubes en cuivre et remplis de la paraffine commerciale RT28 HC dont les propriétés sont spécifiées dans le paragraphe 3.2.2.3. La fonction principale de ce circuit ouvert est de diminuer la contrainte mécanique dans les tubes d'aluminium induite par l'augmentation de volume pendant la fusion du MCP. De plus, le circuit ouvert reliant les tubes d'aluminium permet leur remplissage du MCP. La masse totale de MCP contenue dans l'échangeur-stockeur est de 100 kg. Le faisceau de tube est disposé dans un caisson en bois de section extérieure 300mm x 400mm.

Vingt thermocouples de type K sont installés dans l'échangeur-stockeur le long de l'écoulement de l'air. Deux thermocouples mesurant la température de l'air en entrée (A_1) et en sortie (A_{11}) de l'échangeur-stockeur. Dix-huit thermocouples mesurant la température de l'air et la température des tubes sont répartis sur neuf positions A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 , A_8 , A_9 , A_{10} respectivement placées à 0m, 0,44m ; 0,78m ; 1,21m ; 1,60m ; 2,04m ; 2,46m ; 2,80m ; 3,22m de l'entrée du faisceau de tubes (cf. Figure 4. 5).

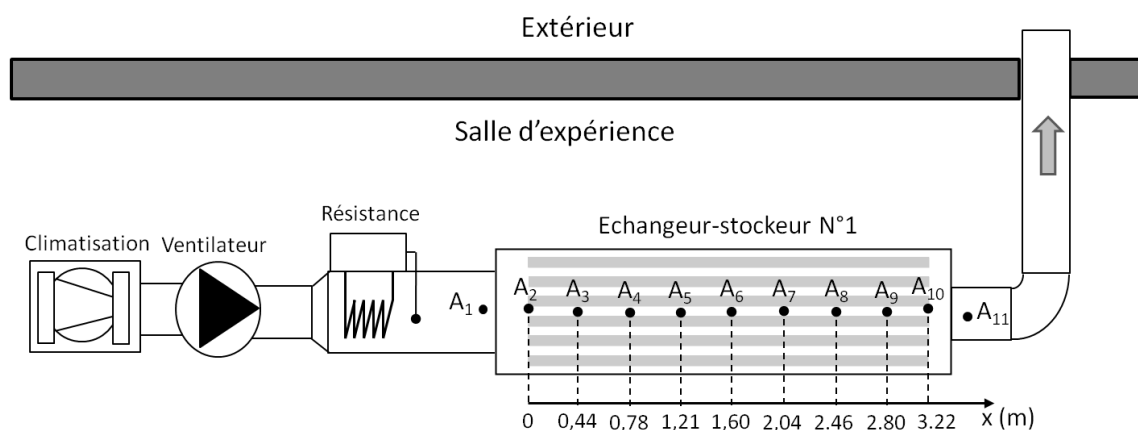


Figure 4. 5: Schéma du dispositif expérimental du prototype N°1. Thermocouples mesurant la température de l'air en A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 , A_8 , A_9 , A_{10} et A_{11} . Thermocouples mesurant la température de la paroi des plaques en A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 , A_8 , A_9 et A_{10} .

Le prototype N°2, a été conçu et fabriqué pour la maison SUMBIOSI. L'échangeur-stockeur est composé de 10 tiroirs métalliques disposés en parallèle et espacés verticalement de 20 mm (cf. figure 4. 4). Chaque tiroir contient 5 plaques d'aluminium serties contenant le MCP (300mm x 450mm x 20mm) et placées successivement. Les plaques sont remplies d'une paraffine commerciale Rubitherm RT21 dont la masse est estimée à 1,82 kg par

plaque, soit 91 kg pour un échangeur. Les tiroirs sont installés dans un caisson en bois dont la longueur est de 194cm et la section extérieure est de 500mm x 600mm.

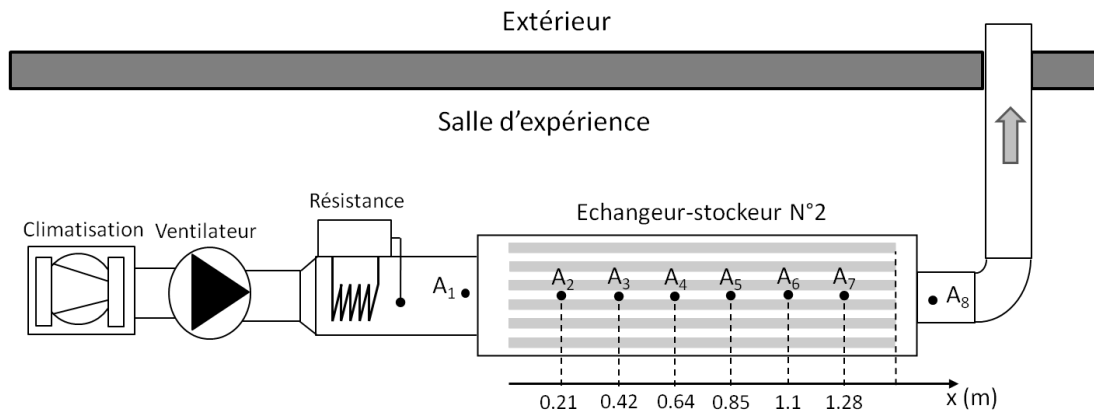


Figure 4. 6: Schéma du dispositif expérimental. Thermocouples mesurant la température de l'air : A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 et A_8 . Thermocouples de contact mesurant la température de la paroi des plaques : A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 et A_7 .

L'acquisition de température est faite par quatorze thermocouples. Deux thermocouples sont placés à l'entrée (A_1) à la sortie (A_8) et douze thermocouples répartis sur six positions A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 , respectivement placées à 0,21m, 0,42m ; 0,64m ; 0,85m ; 1,1m ; 1,28m (cf. figure 4. 6).

4.1.2 Analyse des résultats expérimentaux du prototype n°1

Les figures 4.7 à 4.9 présentent respectivement les résultats expérimentaux pour la température de paroi en A_2 , A_5 , A_{10} , pour la température de l'air en A_2 , A_5 , A_{10} , et A_{11} et la puissance de rafraîchissement P_{cool} . Sur les figures 4.7 et 4.8, la température de l'air en A_1 est représentée par des croix.

L'expérience a été faite pour un cycle complet, c'est-à-dire : un demi-cycle de régénération pendant 400 min avec une température moyenne d'air en entrée de 16,5°C, puis un demi-cycle de rafraîchissement d'une durée de 433 min avec une température moyenne d'air en entrée de 48,3°C. Le débit volumique de l'air soufflé par le ventilateur est de 680m³.h⁻¹ durant le cycle complet.

En analysant l'évolution des températures de parois présentée en figure 4. 7 : les températures des parois permettent de décomposer le cycle complet en différentes phases. L'analyse se base sur la température de paroi en A_{10} :

- Phase 1 (0 à 40 minutes): refroidissement de la phase liquide. L'échangeur-stockeur démarre à une température initiale stabilisée dans la phase précédente. L'inertie sensible du système comprend également la capacité thermique des tubes aluminium (100 kg)
- Phase 2 (40 à 270 minutes): Solidification du MCP.
- Phase 3 (270 à 455 minutes): refroidissement de la phase solide. La solidification du MCP est complète. Le début de cette phase est caractérisé par un point d'inflexion sur la courbe de température. La température du MCP tend alors vers la température d'entrée de l'air (A_1)
- Phase 4 (de 455 à 485 minutes): réchauffement sensible de la phase solide. La température du MCP augmente rapidement
- Phase 5 (de 485 à 950 minutes): fusion du MCP. La chaleur latente du MCP est la source principale d'énergie agissant sur la température de l'air le long de l'échangeur stockeur.
- Phase 6 (de 955 à 980 minutes): réchauffement sensible de la phase liquide. La fusion du MCP est complète dans l'échangeur-stockeur. Comme pour la phase 3, le début de la phase 6 est caractérisé par un point d'inflexion sur la courbe de température.

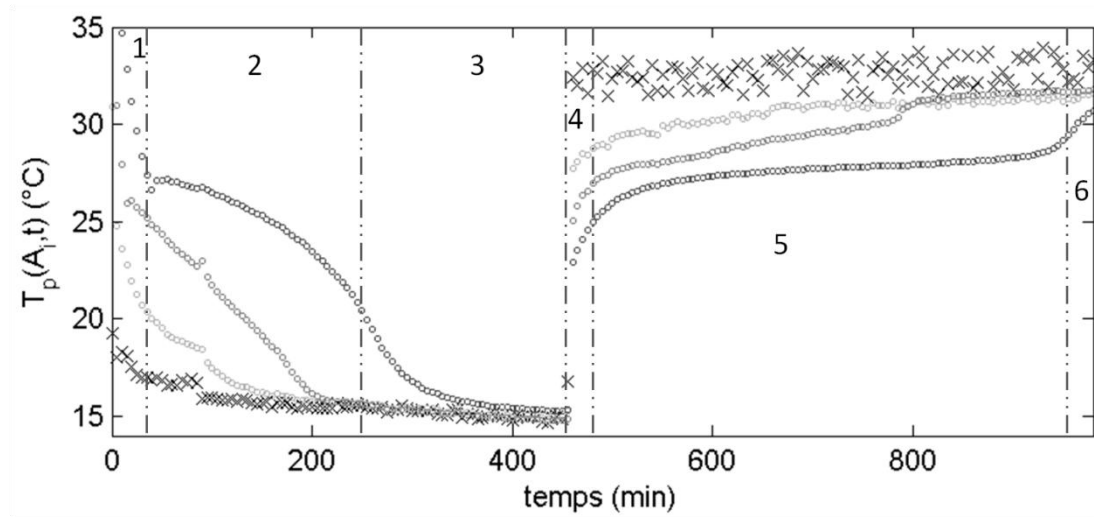


Figure 4. 7: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures expérimentales de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_{10} (cercles noirs) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

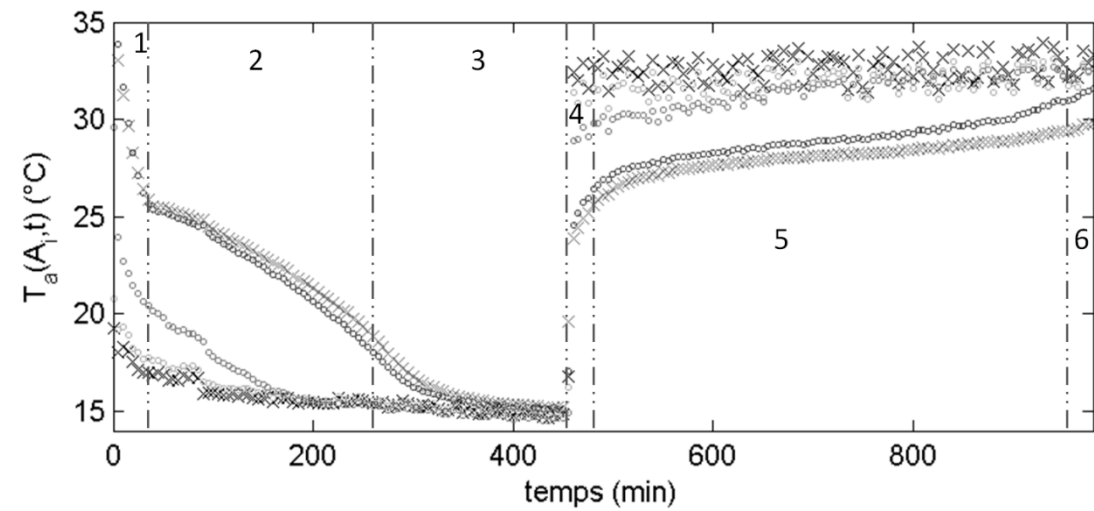


Figure 4. 8: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures expérimentales de l'air en A_1 (croix noires), en A_2 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_{10} (cercles noirs) et en A_{11} (croix grises) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

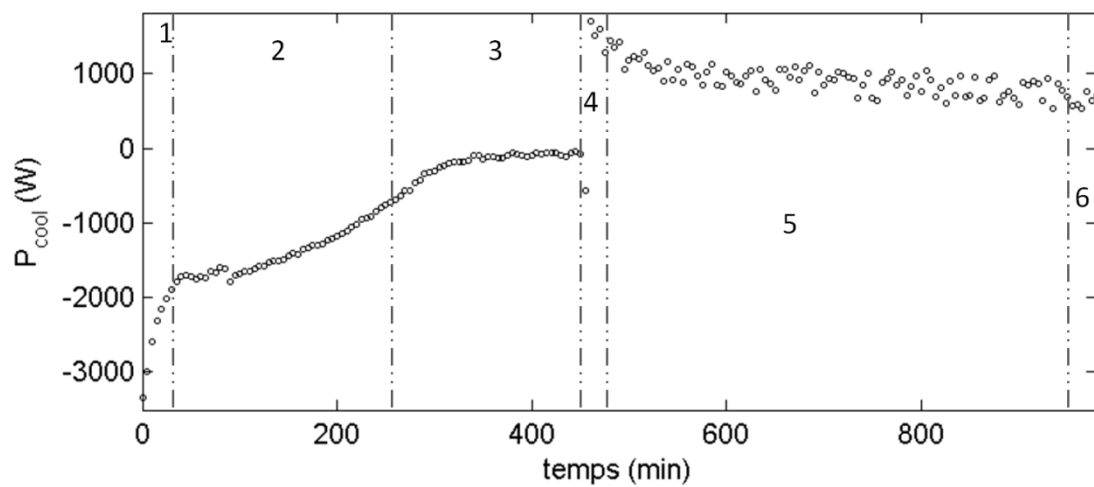


Figure 4. 9: Essai échangeur-stockeur N°1 ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

4.1.3 Qualification des performances du modèle thermique

4.1.3.1 Calibrage des échanges convectifs avec l'écoulement d'air (calcul du facteur χ)

Comme évoqué dans le paragraphe 3.1.2.3, un facteur correctif χ est appliqué aux corrélations déterminant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds. Ce facteur est déterminé à partir des résultats expérimentaux présentés ci-dessous. L'équation de conservation de l'énergie (3-4) appliquée sur l'air dépend des températures de l'air et de paroi le long de l'échangeur-stockeur et de la température extérieure. Si l'on néglige les échanges avec l'extérieur l'équation (3-4) devient :

$$\rho_a U_a S_a C p_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \cdot dx + \rho_a C p_a S_a \frac{\partial T_a}{\partial t} dx = h_{a-p} dA_{a-p} (T_p - T_a) \quad (4-1)$$

L'équation est discrétisée de manière explicite.

$$h_{a-p}(i, t) = \frac{1}{p_{a-p} \left(\frac{T_p(t,i) + T_p(t,i-1)}{2} + T_a(t,i) \right)} \left[\rho_a v_a S_a C p_a \frac{T_a(t,i) - T_a(t,i-1)}{\Delta x} + \rho_a C p_a S_a \frac{T_a(t,i) - T_a(t-1,i)}{\Delta x} \right] \quad (4-2)$$

A partir des résultats expérimentaux qui sont présentés dans la section 4.1.2 et l'équation (4-2), la figure 4. 10 et la figure 4. 11 montrent respectivement le coefficient d'échange entre l'air et la paroi suivant l'axe d'écoulement de l'air x pour les demi-cycles de régénération et de rafraîchissement du prototype N°1. La ligne discontinue sur chaque figure montre le coefficient d'échange moyenné suivant l'axe x et le temps. Dans les deux cas, le coefficient varie beaucoup suivant x autour de la moyenne calculée avec un écart-type de $7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour le demi-cycle de rafraîchissement et $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour le demi-cycle de régénération. Cependant, les valeurs du coefficient d'échange en chaque point sont homogènes selon le temps. Ceci montre la sensibilité de la mesure de la température. Cette variabilité sur la température peut-être due à un mauvais placement du thermocouple ou au mélange de l'air influencé par les turbulateurs répartis le long du faisceau de tube.

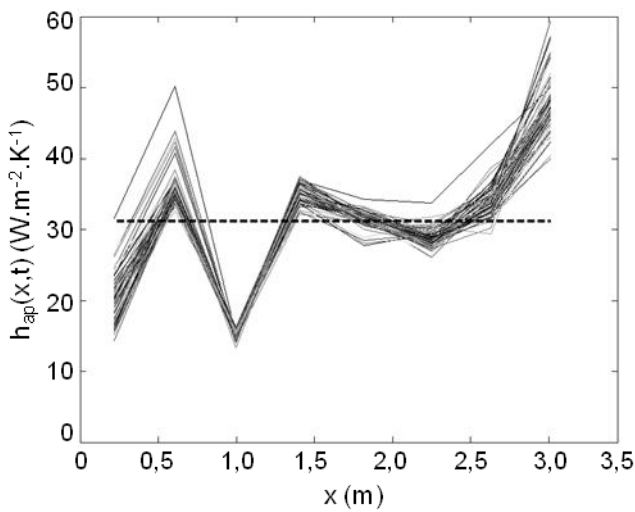


Figure 4. 10: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; Prototype N°1 ; 12/10/12 $Q_v = 694 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$

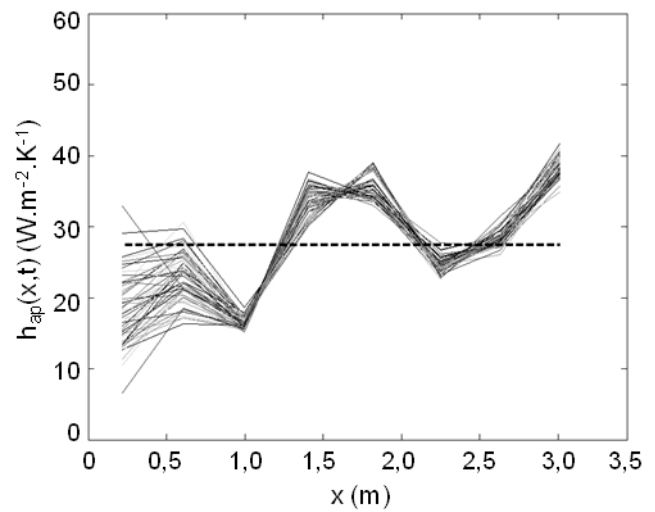


Figure 4. 11: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/10/13 ; Prototype N°1 ; $Q_v = 251 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$

Le tableau 4. 1 montre les résultats du calcul des coefficients d'échange moyens h_{ap-moy} pour trois expériences différentes avec des cycles complets ainsi que les facteurs correctifs χ calculés à partir de h_{ap-moy} , de la relation

(3-27) et des corrélations (3-28). Aucune corrélation du facteur correctif en fonction du débit n'a pu être mise en évidence. Par conséquent, nous avons choisi d'utiliser un facteur moyen égal à 2,80 pour l'outil de simulation.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)	h_{ap-moy} ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	χ
12/10/2013	Régénération	666	31,11	2,60
	Rafraîchissement	689	27,36	2,41
16/10/2012	Régénération	597	38,01	3,19
	Rafraîchissement	607	21,25	2,05
17/10/2012	Régénération	597	36,69	3,54
	Rafraîchissement	607	30,49	3,07
Moyenne des χ				2,80

Tableau 4. 1 : Calcul du coefficient d'échange et du facteur correctif par rapport à la corrélation pour le prototype N°1

Les figures 4.12 et 4.13 montrent les résultats des coefficients pour le prototype N°2. Les géométries en plaque impliquent des vitesses plus faibles et donc un coefficient d'échange plus faible. De plus, la variabilité du coefficient d'échange autour du coefficient moyen est plus faible car les sources de turbulence sont moins nombreuses dans le prototype N°2.

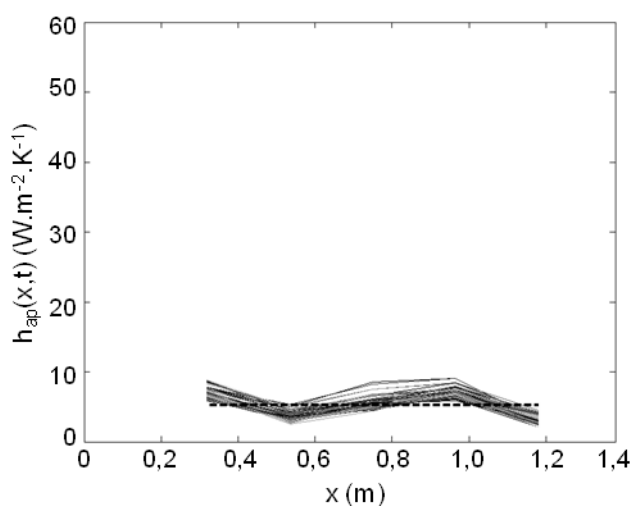


Figure 4. 12: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/03/13 ; Prototype N°2 ; $Q_v = 251 m^3 \cdot h^{-1}$

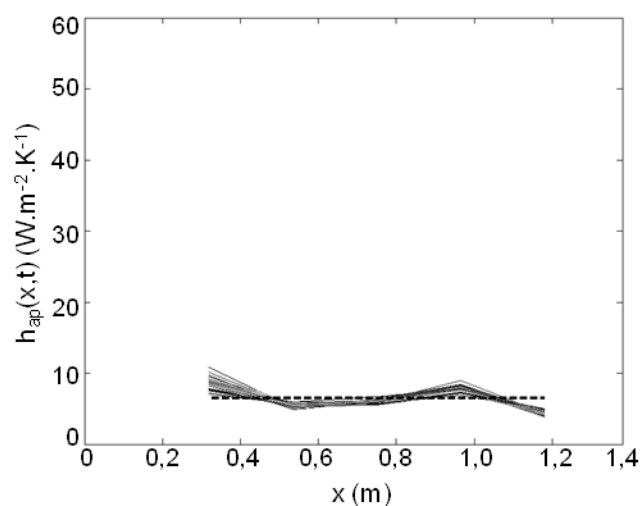


Figure 4. 13: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/03/13 ; Prototype N°2 ; $Q_v = 392 m^3 \cdot h^{-1}$

Le Tableau 4. 2 résume les coefficients d'échange moyens et les facteurs correctifs obtenus pour trois expériences avec des débits différents. Comme sur le prototype, il existe une incertitude sur le facteur correctif et aucune corrélation entre le débit et le facteur correctif n'a pu être mis en avant. Nous avons donc choisi un facteur correctif unique qui est la moyenne de tous les facteurs calculés.

4.1.3.2 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°1

Les figures 4.14 à 4.16 présentent respectivement la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour la température de paroi en A_2 , A_5 , A_{10} , pour la température de l'air en A_1 , A_2 , A_5 , A_{10} , et A_{11} et la puissance de rafraîchissement P_{cool} de l'expérience présentée dans le paragraphe 4.1.2. Les différentes phases 1 à 6 des cycles de régénération et de rafraîchissement définies dans le paragraphe 4.1.2 sont représentées dans les figures.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3.h^{-1}$)	h_{ap-moy} ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	χ
07/03/2013	Régénération	350	7,33	4,60
	Rafraîchissement	510	8,99	6,55
12/10/2012	Régénération	350	7,80	5,59
	Rafraîchissement	433	9,35	6,07
13/03/2013	Régénération	251	6,51	2,27
	Rafraîchissement	392	6,08	2,36
Moyenne des χ				4,57

Tableau 4. 2 : Calcul du coefficient d'échange et du facteur correctif par rapport aux corrélations pour le prototype N°2

Lors du demi-cycle de régénération (phases 1 à 3), les températures de paroi simulées sont supérieures aux températures expérimentales. En effet, l'écart maximal entre les températures expérimentales et les températures simulées est de 33,45% et l'écart moyen est évalué à 11,06%. De plus, le temps de solidification en A_{10} lors de la simulation est 40% supérieur au temps de solidification pendant l'expérience. Nous pensons que cette erreur vient soit des propriétés du MCP (bien qu'elles aient été mesurées par DSC), soit de l'hypothèse d'un front de solidification net entre le MCP solide et le MCP fondu (cf. paragraphe 3.1.2.2 b). Or, la paraffine semble se solidifier sous forme de dendrite (cristal ramifié) et se comporter comme un milieu poreux. Cet écart impacte les résultats des températures de l'air en figure 4. 15 et de la puissance en figure 4. 16 avec des erreurs moyennes respectives de 8,65 % et 34,04 %. Au final, l'écart sur l'énergie déstockée pendant la phase de régénération est de 20%. Dans le paragraphe 4.1.3.3, On verra que pour le prototype N°2, cet écart est très faible voire inexistant.

Lors du demi-cycle de rafraîchissement (phases 4 à 6), les écarts entre simulation et expérience sont faibles pour les températures de parois en figure 4. 14 et pour les températures de l'air en figure 4. 15 particulièrement pendant la phase 5, phase principale du changement de phase. L'écart sur l'énergie stockée est de 8,46% donc beaucoup plus faible que pour la solidification. Les écarts de températures les plus importants sont localisés dans la phase 4. On peut le remarquer très nettement sur la figure 4. 16 représentant la puissance de rafraîchissement. Le pic de puissance de début de cycle pour la simulation est deux fois supérieur à celui de l'expérience.

Deux campagnes d'essais ont été réalisées sur l'échangeur-stockeur. La première en décembre 2010 par Ekomy Ango(Ekomy Ango, 2011). Dans cette première campagne, le dispositif est équipé de quatre thermocouples de type K mesurant la température de l'air en amont de l'échangeur (A_1), le long de l'échangeur à 0,55m et 1,21m de l'entrée du faisceau de tube.

L'air est préchauffé dans une salle mitoyenne de la salle d'expérience dans laquelle sont installés des convecteurs électriques. Les résultats expérimentaux exploitables pour une validation numérique concernent seulement le demi-cycle de rafraîchissement.

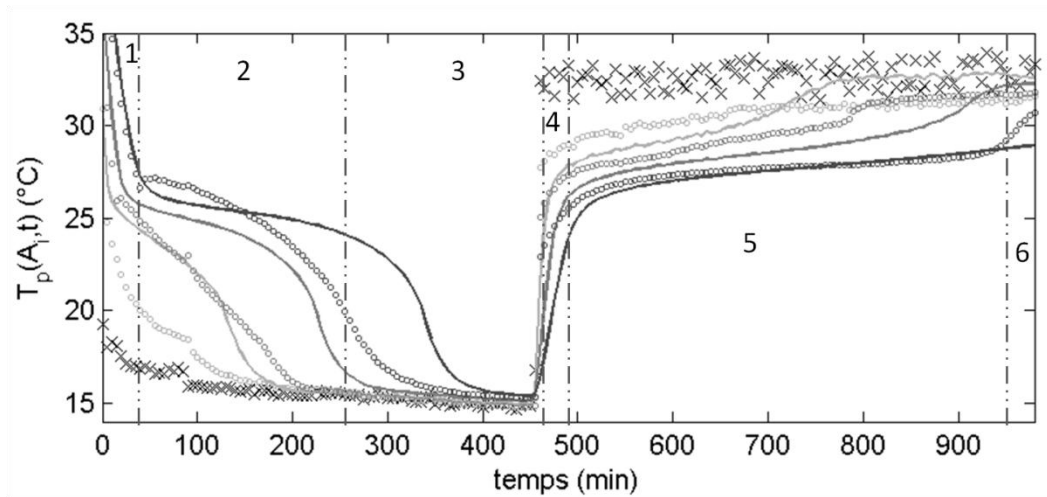


Figure 4. 14: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_{10} (noir) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

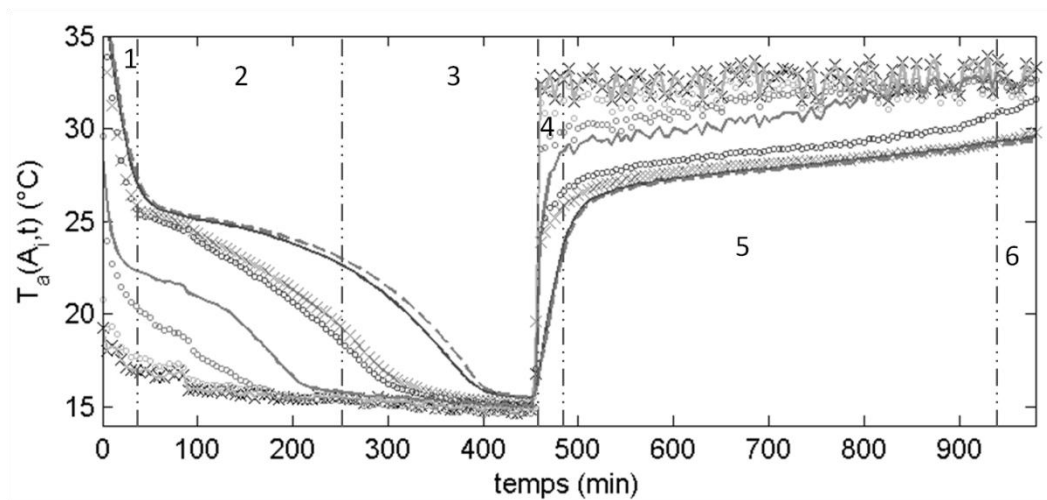


Figure 4. 15: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures numériques (lignes) et expérimentales (marqueurs) de l'air en en A_1 (croix noires), en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_{10} (noir) et en A_{11} (croix grises, tirets) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

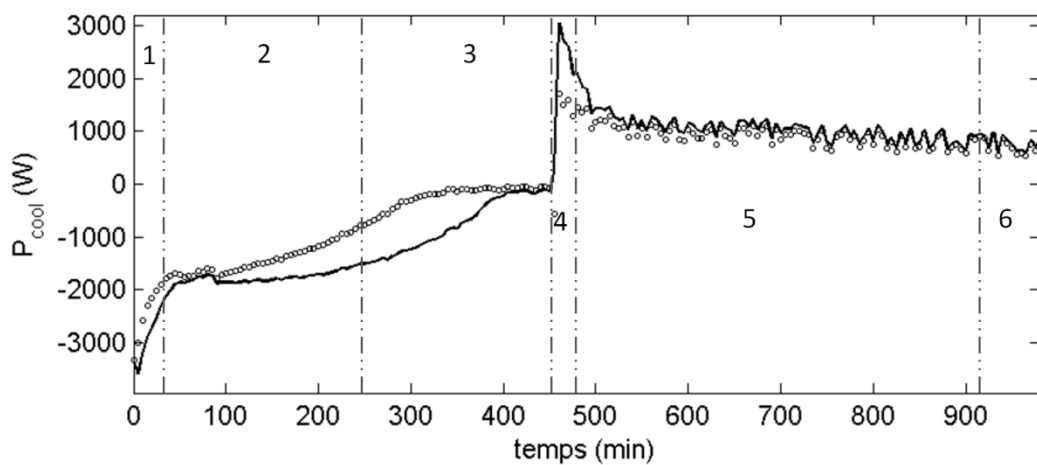


Figure 4. 16: Essai échangeur-stockeur N°1 ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

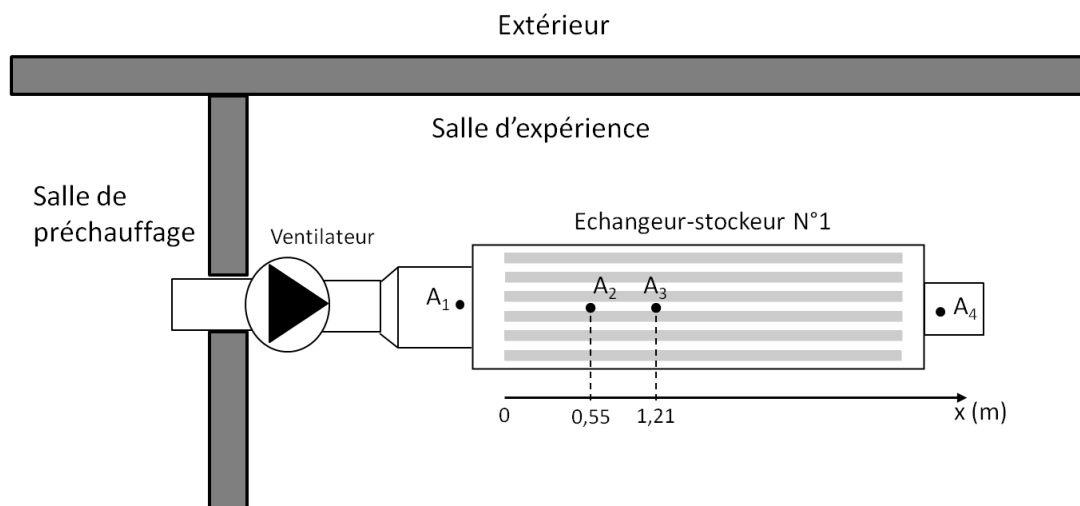


Figure 4. 17: Schéma du dispositif expérimental du prototype N°1. Thermocouples mesurant la température de l'air en A₁, A₂, A₃, A₄.

Le tableau 4. 3 et le tableau 4. 4 résument respectivement les écarts (ε) entre les résultats numériques et expérimentaux pour six demi-cycles de rafraîchissement et deux demi-cycles de régénération. Afin de ne pas minimiser l'erreur pour les températures et augmenter celle sur la puissance, la période considérée pour le calcul de l'écart commence à partir de début du demi-cycle et se termine quand la fusion ou la solidification est complète soit les phases 1 et 2 pour la régénération et les phases 4 et 5 pour le rafraîchissement.

Date d'essai	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	$T_{a, moy}(A_1)$ (°C)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
			moy	max	moy	max	moy	max	
12/10/2012	680	34,0	1,88	7,90	3,43	16,93	-4,98	12,40	4,77
17/10/2012	607	32,5	2,87	30,90	3,78	37,18	11,41	146	8,46
16/10/2012	607	47,8	9,33	19,23	13,31	39,24	9,16	19,40	13,43
Ekomy Ango (Ekomy Ango, 2011)	660	38,9	5,05	52,86	-	-	7,90	16,87	7,09
	560	42,3	5,08	30,62	-	-	2,93	8,29	2,62
	380	50,7	9,13	34,58	-	-	-3,82	9,13	3,88

Tableau 4. 3 : Résumé des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques pour le demi-cycle de rafraîchissement de six expériences avec des conditions aux limites différentes ; prototype N°1

Dans le tableau 4. 3, les écarts de température pour les parois des expériences d'Ekomy Ango sont absents car aucun thermocouple de contact n'y a été installé. Le tableau 4. 3 montre les écarts moyens sur les températures de l'air et de paroi ainsi que sur la puissance sont inférieures à 13%. Nous jugeons donc que le modèle représente de manière acceptable les expériences pour le demi-cycle de rafraîchissement. Par conséquent, nous considérons que le modèle développé est validé pour l'échangeur NAPEVOMO en mode rafraîchissement.

Concernant le demi-cycle de régénération, le tableau 4. 4 montre les résultats de la comparaison entre deux expériences et le calcul numérique pour le demi-cycle de régénération. Les écarts sont plus importants pour le cycle de régénération que celui de rafraîchissement. Comme le montre la figure 4. 14, la solidification du MCP dure plus longtemps dans la simulation que dans l'expérience. Une caractéristique thermo-physique du MCP ou un phénomène physique n'est pas maîtrisé lors de la solidification. Cette différence peut venir de la conductivité

du solide lors de la solidification ou de la courbe enthalpie définie précédemment. Par conséquent, nous avons choisi de réaliser une étude de sensibilité du modèle par rapport à différentes hypothèses que nous avons faites.

Date d'essai	Q_v ($m^3.h^{-1}$)	$T_{a, moy}(A_1)$ ($^{\circ}C$)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
			moy	max	moy	max	moy	max	
17/10/2012	607	15,72	8,65	22,86	12,77	41,67	34,04	127	20,38
16/10/2012	607	16,43	7,09	19,17	12,83	37,77	17,46	97,53	11,57

Tableau 4. 4 : Résumé des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques pour le demi-cycle de régénération de deux expériences avec des conditions aux limites différentes ; prototype N°1

Les résultats des expériences du 12/10/2012, du 16/10/2012 et de Ekomy Ango sont présentés en Annexe D.1

4.1.3.3 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°2

Une étude équivalente à celle présentée ci-dessus est réalisée sur l'échangeur-stockeur N°2. L'étude porte sur le système en position horizontale (cf. figure 4. 18) et verticale (cf. figure 4. 19). La grande différence entre les prototypes N°1 et N°2 est la géométrie de l'encapsulation. En effet, le prototype N°1 a un ratio B entre la hauteur et la largeur de l'encapsulation égal à 1,33 alors que le ratio B du prototype N°2 est égale à 0,046 en position horizontale et 21,7 en position verticale. Le modèle utilisé pour la simulation du prototype N°2 est identique à celui du prototype N°1 à l'exception du facteur de correction χ du coefficient d'échange entre l'air et la paroi de l'encapsulation qui est fixé à 4,57.



Figure 4. 18: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison SUMBIOSI en position horizontale



Figure 4. 19: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison SUMBIOSI en position verticale

a) Comparaison des résultats du prototype N°2 en position horizontale

Dans un premier temps, le prototype N°2 est positionné horizontalement. Les figures 4.20 à 4.22 montrent la comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour la température de paroi et de l'air ainsi que la puissance de rafraîchissement. Pendant le demi-cycle de régénération, l'air entre dans l'échangeur-stockeur à environ 9,8°C avec un débit de 294 $m^3.h^{-1}$. Pendant le demi-cycle de rafraîchissement, l'air entre à environ 30,7°C avec un débit de 392 $m^3.h^{-1}$. Le tableau 4. 5 résume la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour les cycles complets des trois expériences.

On remarque que les températures de paroi (cf. figure 4. 20) et les températures de l'air (cf. figure 4. 21) simulées coïncident très bien avec les températures expérimentales. Contrairement à l'écart mis en évidence pendant le cycle de régénération du prototype N°1, le comportement du MCP à la solidification lors de la simulation est similaire à l'expérience. En effet, le tableau 4. 5 montre que les écarts moyens sur deux des trois expériences sont environ égaux à 3% et le troisième qui a une erreur moyenne de 12% a un écart sur le temps de solidification de 13% ce qui est très inférieur aux 40% constatés dans le paragraphe précédent 4.1.3.2. Cette différence de comportement du modèle entre la géométrie de type tubes (B~1) et la géométrie de type plaques (B~0,05) peut alors avoir deux causes : la modélisation de la fonction enthalpie température ou la compacité agissant plus ou moins sur les transferts thermiques.

Concernant le demi-cycle rafraîchissement, les écarts moyens sur les températures d'air et de parois et les écarts sur l'énergie stockée sont faibles, respectivement inférieurs à 6,64% et à 7,89 % dans le tableau. On peut tout de même remarquer un décalage sur le temps de fusion à la fin de la phase 5. Cette différence entre les températures de l'air en fin de cycle se répercute dans le calcul des puissances de rafraîchissement. En effet, on remarque un écart se creuser en fin de phase 5 dans la figure 4. 22. A cet instant, la puissance tend vers 0 W, l'écart calculé est donc très important. C'est pour cela que les écarts sur la puissance présentés dans le tableau 4. 5 sont très importants.

Date d'essai	Cycle	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	$T_{a, moy}$ (A ₁) (°C)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
				moy	max	moy	max	moy	max	
07/03/2013	Rég	350	16,62	1,89	4,97	3,28	11,83	10,16	39,36	8,41
	Raf	433	30,54	2,24	8,31	3,62	15,91	21	153	3,58
12/03/2013	Rég	350	8,90	6,37	15,31	12,32	31,75	18,78	42,64	19,06
	Raf	433	29,50	3,19	19,20	6,43	48,50	30,92	151	7,84
13/03/2013	Rég	294	9,80	5,13	19,53	3,19	17,50	-7,33	57,15	11,62
	Raf	392	30,72	2,44	13,04	6,64	45,23	-27,88	973	7,89

Tableau 4. 5 : Résumé de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour le prototype N°2 en position horizontale

Enfin le tableau 4. 5 montre que, les écarts pour la température de l'air et de la paroi sont inférieurs à 12,32% ce que nous considérons comme une erreur acceptable. De même, les erreurs sur l'énergie déstockée (régénération) puis stockée (rafraîchissement) sont faibles à l'exception du demi-cycle de régénération de l'expérience du 12/03/2013. Les résultats des expériences du 07/03/2013 et du 12/03/2013 sont présentés graphiquement en Annexe D.2.1

b) Comparaison des résultats du prototype N°2 en position verticale

Les figures 4.23 à 4.25 montrent les résultats expérimentaux et numériques de l'essai du 09/04/2013 sur un cycle complet sur le prototype N°2 en position verticale. L'air entre dans l'échangeur-stockeur avec un débit de 510 m³.h⁻¹ et une température moyenne de 16,0°C pour la régénération et 30,6°C pour le rafraîchissement. Le tableau 4. 6 résume les résultats obtenus pour deux essais sur le prototype N°2 en position verticale.

En figure 4. 23, les températures de paroi montrent que le temps de fusion du MCP est respecté à chaque position de l'échangeur-stockeur. Il existe un écart entre les températures expérimentales et numériques mais il reste faible car l'écart moyen est égal à 1,84%. Concernant la température de l'air en figure 4. 24, l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux en A1, A2, A3 reste faible.

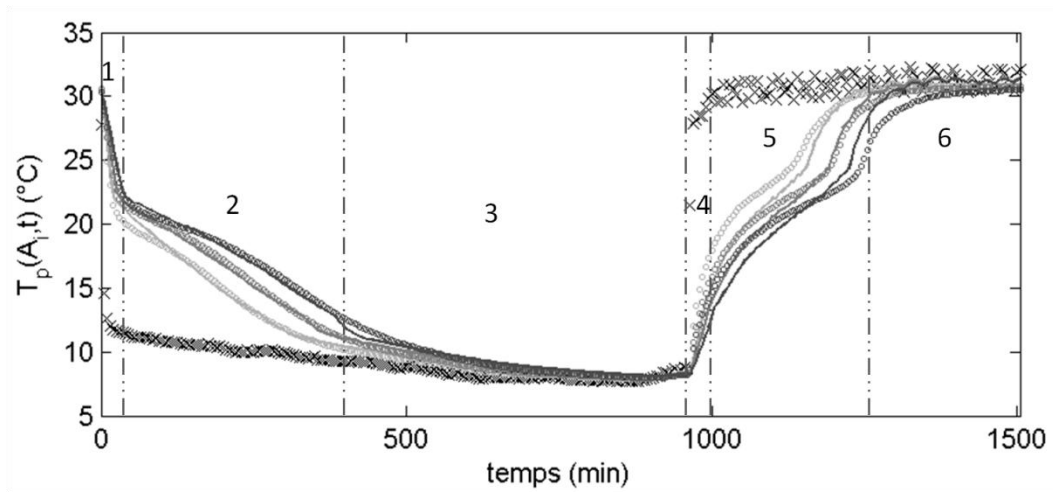


Figure 4. 20: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; Températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de parois en A_3 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 . (noir) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 13/04/2012

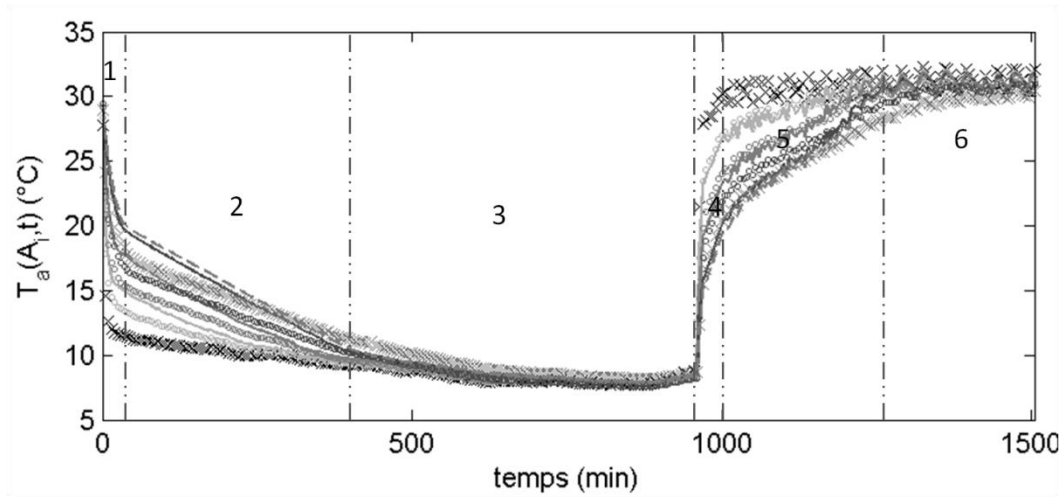


Figure 4. 21: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; Températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires), en A_3 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_7 . (cercles noirs) et en A_8 . (croix grises) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 13/03/2012

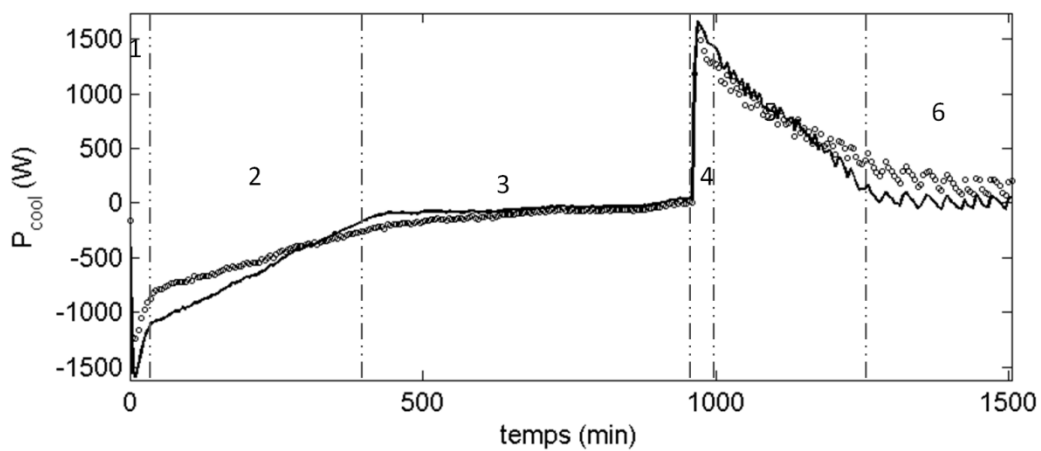


Figure 4. 22: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 13/03/2012

Cependant un phénomène n'est pas présent dans les expériences en position horizontale : la température entre la fin de la rangée (en A_7) et en sortie (A_8) se creuse à la fin de la phase 5. Cet écart met en évidence une mauvaise distribution de l'air dans l'échangeur-stockeur N°2 en position verticale.

La figure 4. 25 montre la puissance de rafraîchissement pour le demi-cycle de régénération et de rafraîchissement. On remarque que l'écart entre la puissance simulée et expérimentale reste faible pour le demi-cycle de régénération. Cependant comme constaté dans la figure précédente, un écart important est présent en fin de la phase 5 et début de la phase 6 à cause de la mauvaise distribution de l'air dans l'échangeur-stockeur.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3.h^{-1}$)	$T_{a, moy}(A_1)$ ($^{\circ}C$)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
				moy	max	moy	max	moy	max	
08/04/2013	Rég	510	14,2	3,41	5,93	2,99	4,70	8,67	25,26	11,28
	Raf	510	30,1	4,20	14,03	8,54	19,72	7,64	29,42	9,83
09/03/2013	Rég	510	16,0	2,82	9,91	1,84	22,38	-7,06	30,12	4,46
	Raf	510	30,6	3,37	11,46	6,69	16,94	0,39	61,54	4,50

Tableau 4. 6 : Résumé de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour le prototype N°2 en position verticale

Le tableau 4. 6 montre que les résultats numériques sont fidèles à l'expérience avec une erreur moyenne maximale de 8,54% pour les températures et de 11,28% pour l'énergie stockée (rafraîchissement) et déstockée (régénération). Les résultats de l'expérience du 09/03/2013 sont présentés en Annexe D.2.2

4.1.3.4 Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique

Il existe certaines incertitudes sur les hypothèses établies pour les données inscrites dans le modèle. Par conséquent des écarts entre les résultats obtenus par l'expérience et par la simulation ne sont pas maîtrisés. Nous avons donc choisi de réaliser une analyse de sensibilité de certaines données d'entrée du modèle sur les critères de performances sélectionnés qui sont la puissance de rafraîchissement et le temps. Cinq données d'entrées ont été choisies pour lesquelles nous considérons qu'elles sont liées à une incertitude forte et que cette incertitude influence le résultat du modèle. L'analyse de sensibilité se base sur les résultats obtenus lors des expériences présentées dans les paragraphes 4.1.3.2 pour le prototype N°1 et 4.1.3.3b) pour le prototype n°2 en position verticale.

Tout d'abord, Rubitherm (RubiTherm GmbH, 2011) annonce une incertitude de $\pm 7,5\%$ sur la capacité de stockage de la RT28HC égale 245^3 kJ.kg^{-1} soit une incertitude de $\pm 18 \text{ kJ.kg}^{-1}$. Nous avons estimé que cette incertitude pouvait être totalement imputée à la chaleur latente car les capacités thermiques des phases solide et liquide sont déterminées avec une faible erreur par DSC dans le paragraphe 3.2.2.

Il a été choisi de réaliser les simulations balayant le domaine de ces variables de manière exhaustive. Chacun des cinq paramètres peut prendre 5 valeurs différentes soit sa valeur initiale, les valeurs extrêmes de l'intervalle et les valeurs au quart et au trois quart de l'intervalle. Par conséquent, le nombre de simulations à réaliser est de 3125. Le nombre de simulations étant élevé, nous allons limiter l'étude à la seule expérience du 17/03/2012 présentée dans le paragraphe a). La figure 4. 26 et la figure 4. 27 présentent respectivement l'écart de puissance en fonction de l'écart de temps de cycle pour les demi-cycles de rafraîchissement et de régénération. Le but de ces tracés est de trouver graphiquement le point minimisant les critères de performance et ainsi trouver s'il existe une combinaison des paramètres modélisés représentant le mieux l'expérience.

³ Valeur comprenant la chaleur latente de changement de phase et la chaleur sensible sur une variation $15^{\circ}C$ autour du changement de phase

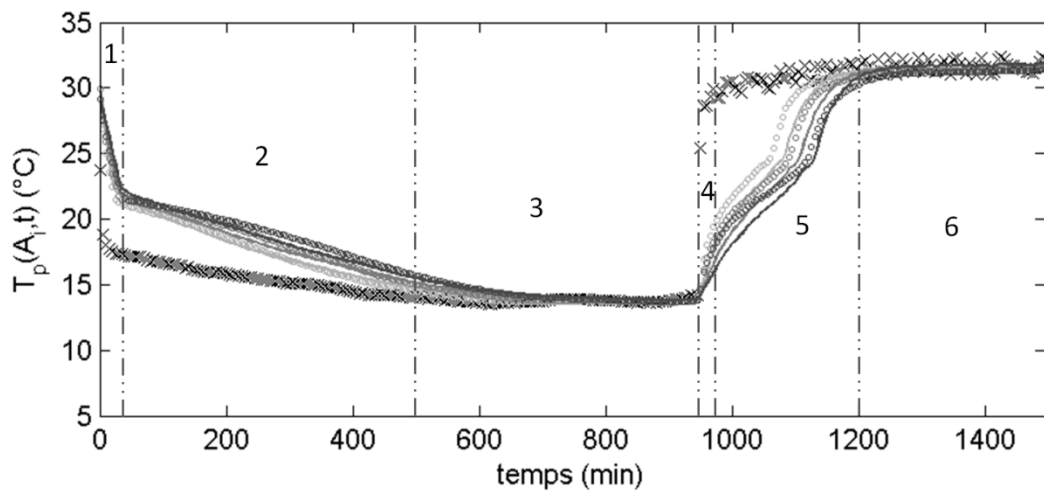


Figure 4. 23 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en en A_1 (croix noires), en A_3 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012

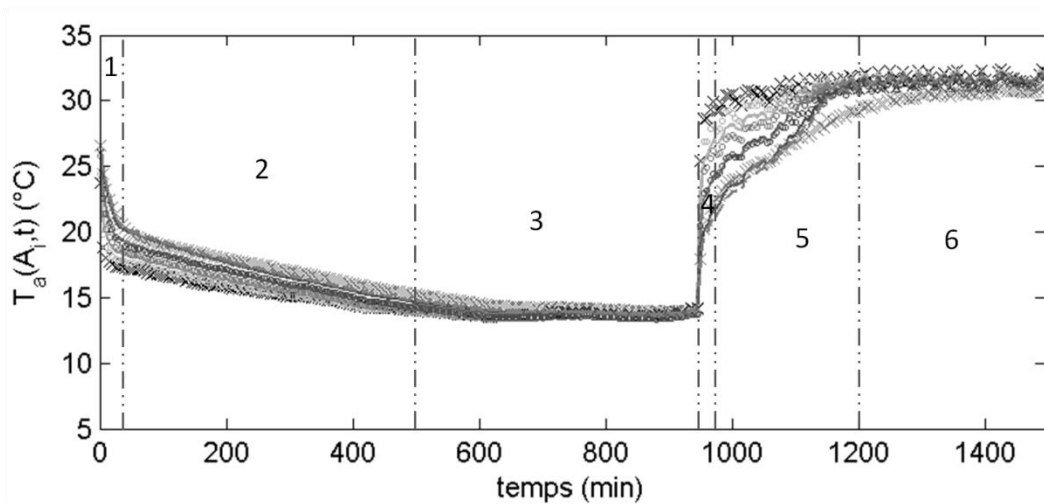


Figure 4. 24 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) et en A_8 (croix grises) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012

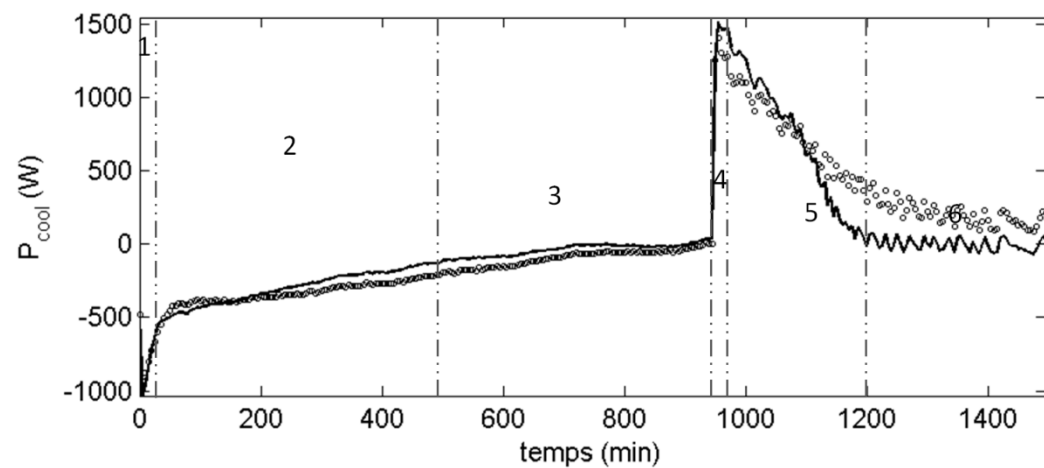


Figure 4. 25 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012

Domaine concerné	Paramètre X	Valeur initiale	Incertitude
MCP	L_f (kJ.kg ⁻¹)	215	[-18 ; +18]
	T_f (°C)	28	[-3,+3]
	ΔT_f (°C)	1,2	[-0,6 ; 0,6]
Air	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	607	[-61 ; +61]
	χ (-)	2,80	[-0,8 ; +0,8]

Tableau 4. 7 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité des performances du modèle pour le prototype N°1

Domaine concerné	Paramètre X	Valeur initiale	Incertitude
MCP	L_f (kJ.kg ⁻¹)	134	[-10 ; +10]
	T_f (°C)	21	[-2,+2]
	ΔT_f (°C)	1,6	[-0,6 ; 0,6]
Air	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	510	[-51 ; +51]
	χ (-)	3,5	[-0,8 ; +0,8]

Tableau 4. 8 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité des performances du modèle pour le prototype N°1

Les figures 4.26 et 4.27 montrent respectivement l'écart absolu de la puissance fournie en fonction de l'écart absolu du temps de changement de phase pour le demi-cycle de rafraîchissement et pour le demi-cycle de régénération. Concernant le rafraîchissement, la figure 4. 26 présente l'écart entre la puissance mesurée et simulée en fonction de l'écart sur les temps de cycle. L'écart moyen sur la puissance varie entre 11% et 39% alors que l'écart sur le temps de cycle varie entre -53% et 200%. Bien qu'il existe des solutions où l'écart sur le temps de cycle s'annule, l'écart minimal sur la puissance est égal 11%. Le paramètre en commun pour ces valeurs minimales sur la puissance est la température de fusion égale à 28,15°C.

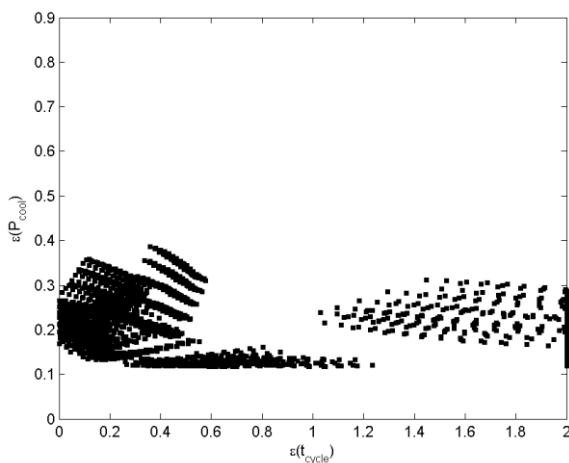


Figure 4. 26: Ecart de puissance en fonction de l'écart de temps de cycle entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations suivant différents paramètres pendant le cycle de rafraîchissement

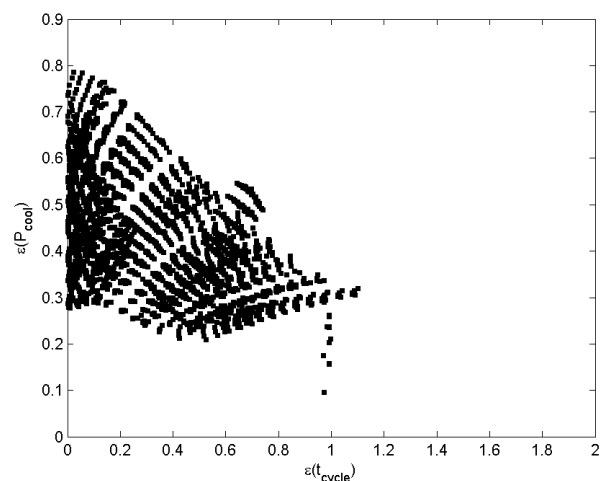


Figure 4. 27: Ecart absolu de puissance en fonction de l'écart absolu de temps de cycle entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations suivant différents paramètres pendant le cycle de régénération

Concernant la solidification, les écarts de puissances en figure 4. 27 sont tous strictement supérieurs à 25 % alors qu'il existe des combinaisons de paramètres annulant l'écart du temps de cycle. Les indices de sensibilité permettent d'établir l'influence des différents paramètres et hypothèses sur les résultats. L'indice de sensibilité de chaque paramètre X_i prenant r valeurs différentes (répliquées) sur la sortie Y est calculé selon la méthode de McKay (McKay, 1995) telle que :

$$S_i = \frac{r \sum_{j=1}^N (\bar{y}_j^{(i)} - \bar{y})^2 - \frac{1}{r} \sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^r (y_{jk}^{(i)} - \bar{y}_j)^2}{\sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^r (y_{jk}^{(i)} - \bar{y})^2} \quad (4-3)$$

où \bar{y}_j est la moyenne inter réplication telle que $\bar{y}_j = \frac{1}{r} \sum_{k=1}^r y_{jk}$ et \bar{y} est la valeur moyenne de toutes les valeurs y telle que : $\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_j$.

Les figures 4.28 et 4.29 montrent respectivement la valeur des indices de sensibilité normalisée par la valeur maximale obtenue pour les demi-cycles de rafraîchissement et de régénération. Dans la figure 4. 28, la température de fusion du MCP est le paramètre le plus largement prépondérant dans la justesse du modèle par rapport à l'expérience pour la puissance et le temps de cycle ainsi que pour la puissance du demi-cycle de rafraîchissement (cf. Figure 4. 29). Concernant le temps de cycle de la régénération, le facteur prépondérant est le débit d'air.

Cette rapide analyse de sensibilité a permis de mettre en évidence que la caractérisation du MCP et particulièrement la température de changement de phase est un facteur important de la modélisation mais c'est également le plus onéreux. En effet, une caractérisation précise du changement de phase par DSC mobilise une machine pendant une semaine. La méthode T-history donne de très bons résultats mais l'investissement initial financier dans une enceinte climatique reste important. De plus, on est incapable de définir une seule et unique combinaison de paramètres minimisant les deux critères choisis.

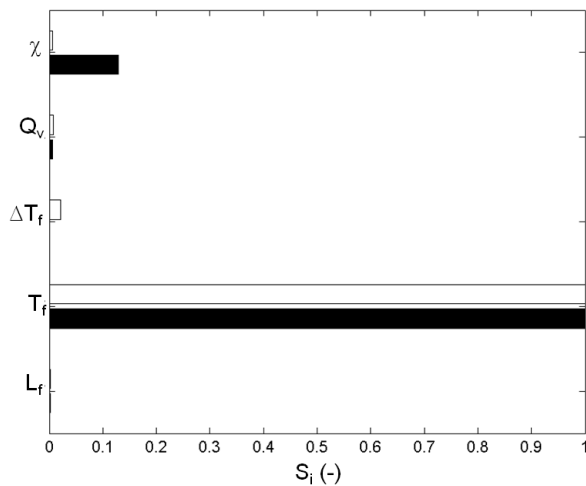


Figure 4. 28: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°1

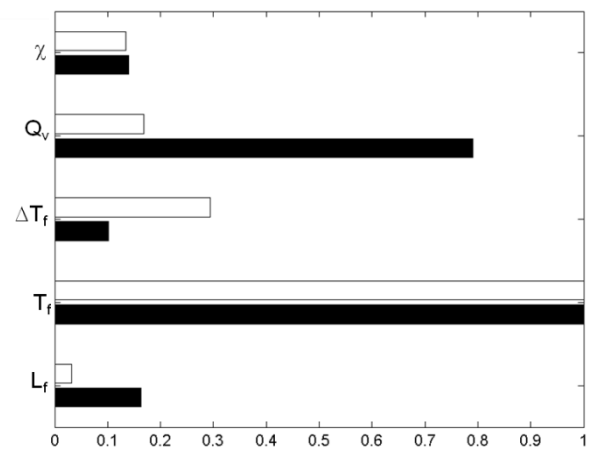


Figure 4. 29: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°1

a) Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique pour le prototype N°2 en position horizontale

De la même manière que pour le prototype N°1, l'analyse de sensibilité a été réalisée sur le prototype N°2 en position horizontale et verticale en se basant sur les résultats expérimentaux présentés dans le paragraphe 4.1.3.3. L'analyse se base sur les mêmes paramètres identifiés comme incertains dans le paragraphe précédent. Les valeurs initiales et les intervalles (cf. tableau 4. 9) ont été modifiés pour correspondre aux caractéristiques de la paraffine RT21, aux débits des expériences et au facteur correctif déterminé dans le paragraphe 4.1.3.1.

Domaine concerné	Paramètre X	Valeur initiale	Incertitude
MCP	L_f (kJ.kg ⁻¹)	134	[-10 ; +10]
	T_f (°C)	19	[-3,+3]
	ΔT_f (°C)	1,6	[-0,6 ; 0,6]
Air	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	392 (Raf horizontale)	[-39 ; +39]
		294 (Reg horizontale)	[-61 ; +61]
		510 (verticale)	[-61 ; +61]
	χ (-)	4,57	[-0,8 ; +0,8]

Tableau 4. 9 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité

Les figures 4.30 et 4.31 montrent les indices de sensibilité calculés à partir de la comparaison entre les résultats expérimentaux obtenus pour l'échangeur en position horizontale (expérience du 13/03/2013). Les figures 4.32 et 4.33 montrent les indices de sensibilité obtenus pour les résultats de l'échangeur en position verticale (expérience du 09/04/2013). Parmi les paramètres identifiés (la chaleur latente L_f , la température de changement de phase T_f , la plage de température ΔT_f , Le débit d'air Q_v et le facteur correctif), les paramètres le plus influents sont encore la température de changement de phase, le débit et le facteur correctif.

L'analyse de sensibilité des performances du modèle thermique sur les résultats d'expérience du prototype N°2 confirme l'analyse réalisée sur le prototype N°1. Une caractérisation précise des propriétés thermiques de chaque MCP est nécessaire avant de pouvoir simuler son comportement dans un échangeur-stockeur.

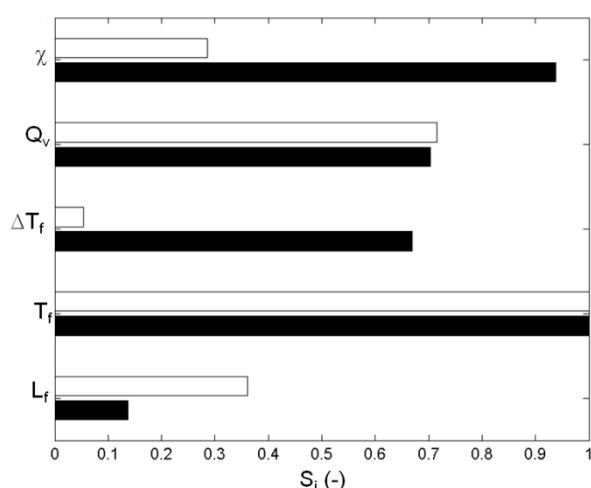


Figure 4. 30: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°2 en position horizontale

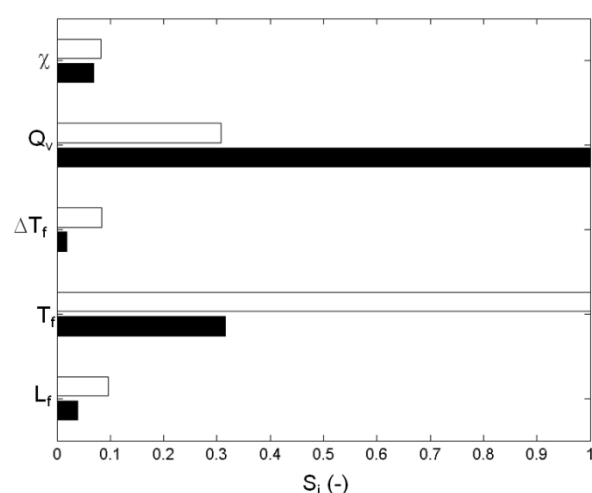


Figure 4. 31: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°2 en position en horizontale

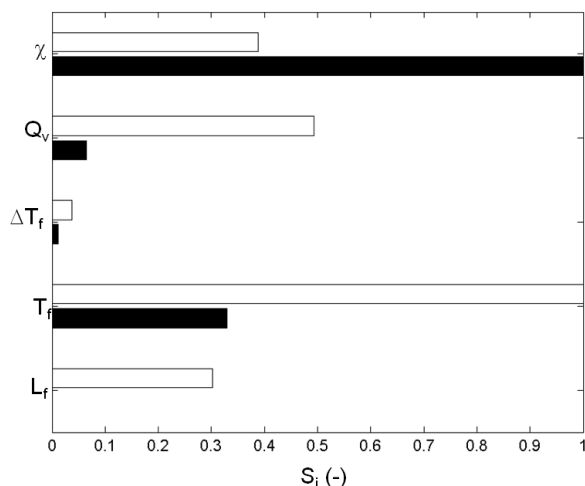


Figure 4. 32: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°2 en position verticale

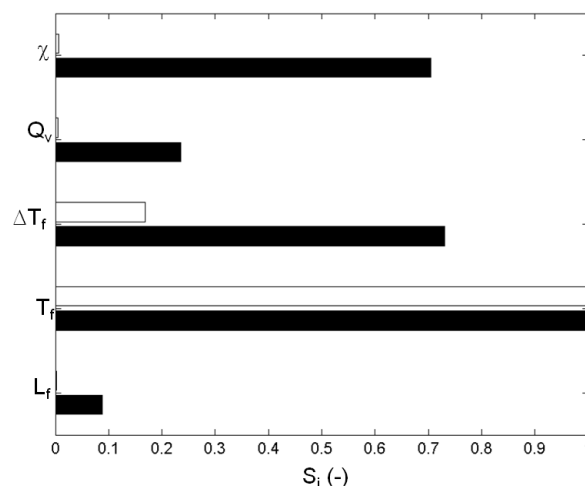


Figure 4. 33: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°2 en position en verticale

L'outil de simulation étant validé pour trois géométries encadrant le domaine de validité, il est à présent possible de l'utiliser pour dimensionner. La deuxième étape de la stratégie de dimensionnement du système est la co-simulation du système pour évaluer les performances d'une solution d'échangeur-stockeur dans des conditions réelles simulées.

4.2 Validation de la co-simulation

La stratégie de co-simulation permet la simulation du système de rafraîchissement et du bâtiment dans lequel il est installé simultanément. Avant de simuler différentes solutions d'échangeur-stockeur, il est nécessaire d'évaluer la validité du modèle de co-simulation. Pour cela, nous calons le modèle de la maison NAPEVOMO sans le système de rafraîchissement en fonction des données expérimentales relevées pendant le premier semestre de l'année 2013. Dans un second temps, les données d'une campagne d'essais entre le prototype N°1 et la maison équipé également d'un convecteur électrique.

Des mesures de température de rayonnement global et de températures ont été obtenues par l'intermédiaire de la station météorologique située sur le site d'Arts et Métiers ParisTech, à Talence (33). Ces mesures présentées en figures 4.34 et 4.35, une fois converties par Meteotest (METEOTEST, s. d.) au format epw compatible avec EnergyPlus permettront de simuler la maison sous des conditions comparables à celle de la maison NAPEVOMO et ainsi comparer les résultats expérimentaux obtenus des mesures de températures dans la maison NAPEVOMO et les résultats issus de la co-simulation.

La figure 4. 35 montre que la température extérieure a été basse pendant le mois de juin 2013 (du jour 151 au jour 181) et particulièrement pendant la seconde moitié du mois durant laquelle la température n'a pas dépassé 25°C. Ces conditions exceptionnelles ont impliqué l'utilisation d'un convecteur électrique lors des essais expérimentaux sur les performances du système installé dans la maison NAPEVOMO.

4.2.1 Calage du modèle de STD

Dans un premier temps, une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques est réalisée afin de caler le comportement thermique de la maison sans système de rafraîchissement et sans convecteur électrique. La période d'étude pour le calage du modèle s'étale du 01/01/2013 au 22/05/2013. Lors de cette période la maison a été soumise à deux consignes différentes : un thermostat fixé et conditions flottantes de la température.

Le système utilisé pour la régulation du thermostat est une Pompe à Chaleur (PAC) de puissance 3 kW en chauffage avec une Ventilation Mécanique Contrôlée (VMC) double flux (récupération de la chaleur sur l'air vicié pour l'air soufflé).

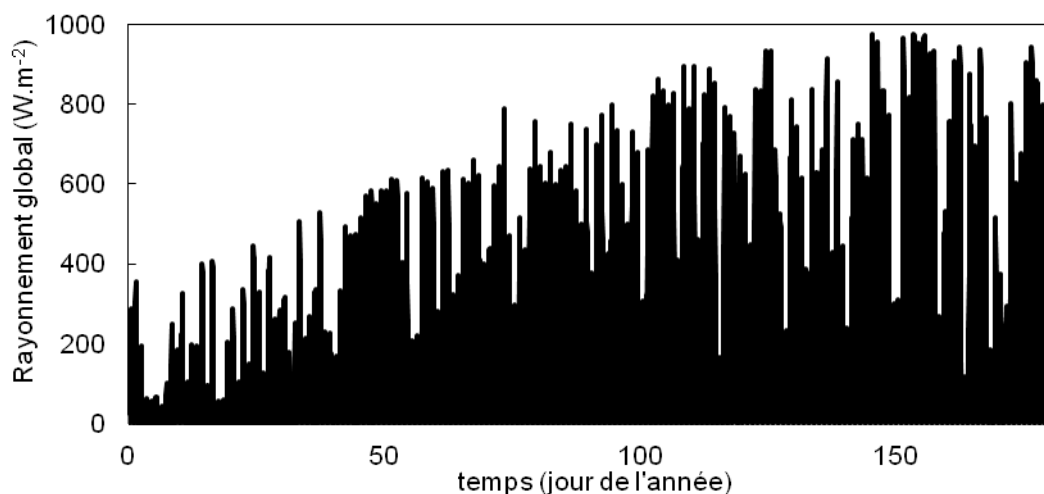


Figure 4. 34: Rayonnement global en fonction du temps ; données météorologiques mesurées à Talence (33) sur la période du 1^{er} janvier 2013 au 30 juin 2013

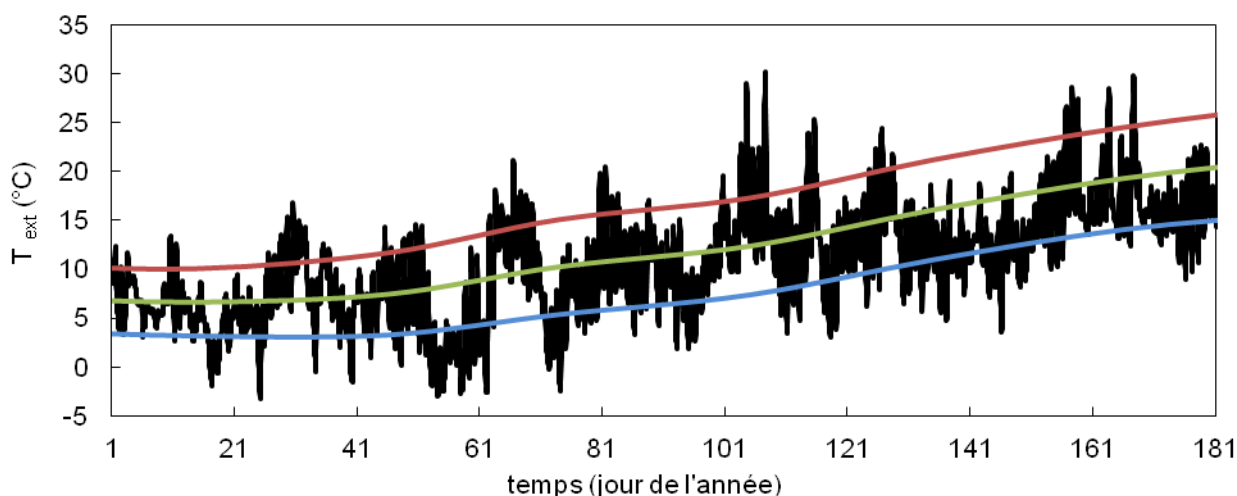


Figure 4. 35: Température extérieure en fonction du temps ; données météorologiques mesurées à Talence (33) sur la période du 1^{er} janvier 2013 au 30 juin 2013 (noir), Températures normales maximales (rouge), moyennes (vert) et minimales (bleue) sur la période 1971-2000

La première période de simulation est effectuée sur la période entre le jour 0 de l'année 2013 (1^{er} janvier 2013) et le jour 102 de la même année (13/04/2013). Le thermostat de chauffage est fixé à 21°C. Cependant dans la réalité, la pompe à chaleur maintient la température entre 20,5 et 21,5 °C.

La figure 4. 36 présente la comparaison entre la température intérieure de la maison NAPEVOMO mesurée par le capteur TEHOR® (Ecocampus, s. d.) et la température intérieure simulée par NAPEVOMO sur la période du 01/01/2013 (jour 0) au 13/04/2013 (jour 102). La figure 4. 36 montre que la température de la maison est bien maintenue par la pompe à chaleur entre 20,5 et 21,5°C. De plus, les surchauffes régulières jusqu'à atteindre 25°C montrent que la maison profite bien des apports solaires lors des jours ensoleillés.

Concernant le modèle, on remarque qu'il a été choisi d'appliquer des conditions idéales de chauffage avec une consigne à 21°C. Bien que les surchauffes dans la simulation correspondent bien aux surchauffes mesurées, elles sont dans la plupart des cas sous-évaluées, particulièrement les surchauffes journalières. Ceci peut-être

induit par une surévaluation de l'inertie de la maison ou de la ventilation. L'hypothèse de l'inertie se confirme pendant les périodes longues (jour 45 à jour 54 et jour 61 à jour 70) de surchauffe car la température simulée descend moins rapidement que la température mesurée pendant la nuit. La température moyenne simulée pendant ces périodes de surchauffe augmente alors de manière constante. Finalement, l'écart moyen absolu entre la mesure et la simulation est de 2,5% sur la période du 01/01 au 13/04 et l'écart maximal est de 16%.

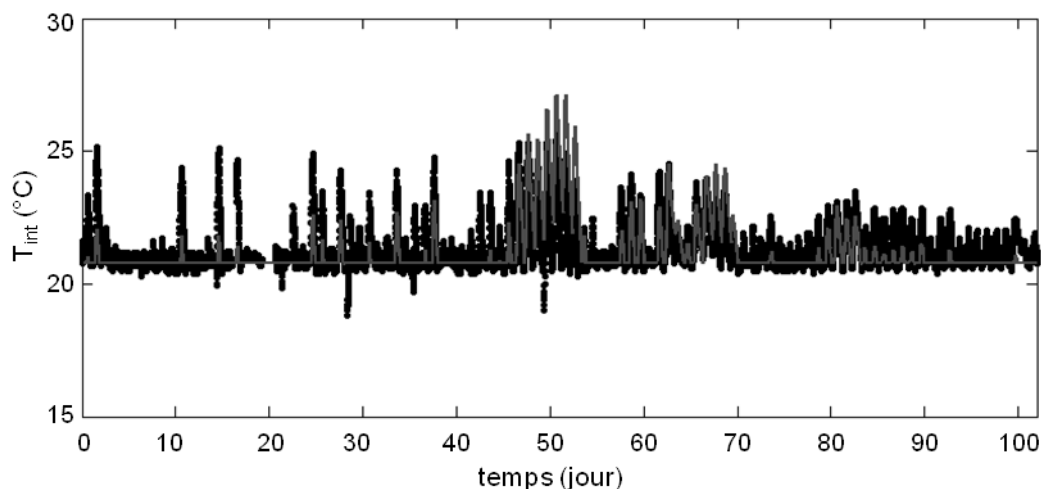


Figure 4. 36: Température de la maison NAPEVOMO du 1^{er} au 103^{ème} de l'année 2013 mesurée par le capteur Intérieur TEHOR (points noirs) et simulée par le logiciel Energy+ (ligne continue grise)

Entre le 1^{er} et 22 mai, la maison a été soumise des conditions flottantes, c'est-à-dire qu'aucun thermostat de chauffage ni de rafraîchissement n'a été fixé. La maison pendant cette période était également inoccupée. La figure 4. 37 présente la comparaison entre la température intérieure de la maison mesurée par le capteur TEHOR et celle simulée par le logiciel Energy+.

Dans la figure 4. 37 , la température simulée suit l'allure des variations journalières de la température mesurée à l'intérieur de la maison, mais elles ne se superposent que très rarement. La moyenne de l'écart absolu entre les deux températures reste tout de même faible avec 3% soit environ 0,6°C. L'écart maximal est de 10% soit environ 2°C d'écart.

La maison NAPEVOMO a été inoccupée sur la période du premier semestre 2013, la vérification du respect du modèle par rapport à la maison a donc été facilitée. Cependant, la plus grande incertitude dans le comportement de la simulation de la maison reste les scénarios d'occupation et d'apports internes.

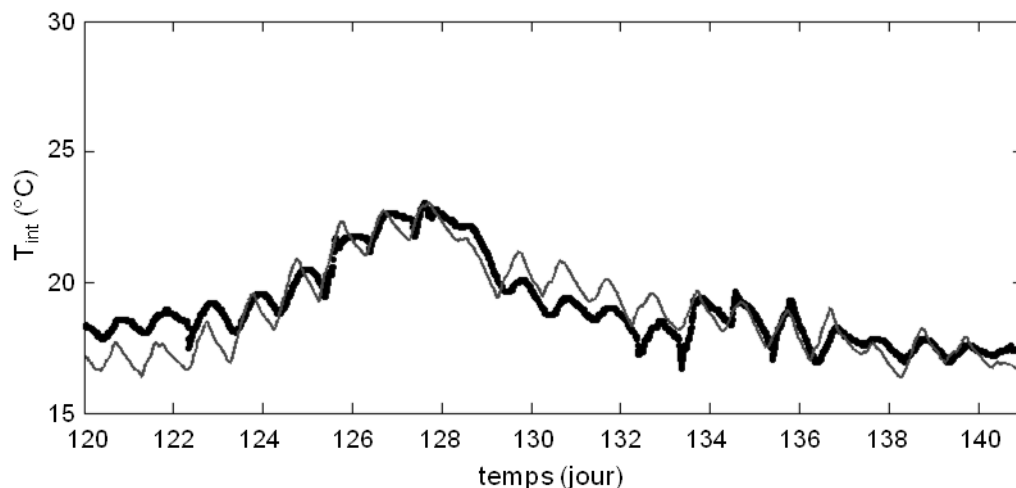


Figure 4. 37: Température de la maison NAPEVOMO du 01/05 (jour 120) au 21/05 (jour 141) de l'année 2013 mesurée par la console de la station météorologique et simulée par le logiciel Energy+

1.1.1. Co-simulation NAPEVOMO/Echangeur-stockeur

4.2.1.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental mis en place est composé du système LHTES installé dans la maison depuis sa construction en juillet 2012 et d'un convecteur électrique d'une puissance 1 500 W (cf. figure 4. 38 en haut à droite) afin de forcer la montée en température de la maison. Le système de LHTES est composé (1) d'un ventilateur d'un débit de $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour une puissance de 170 W, (2) de quatre vannes aérauliques permettant de choisir entre l'intérieur ou l'extérieur et (3) de deux échangeurs-stockeurs remplis avec de la paraffine RT21. La bouche d'extraction est située dans la pièce principale à 2,4 m et la bouche de soufflage est située à 0,18 m du sol (voir figure 4. 38).

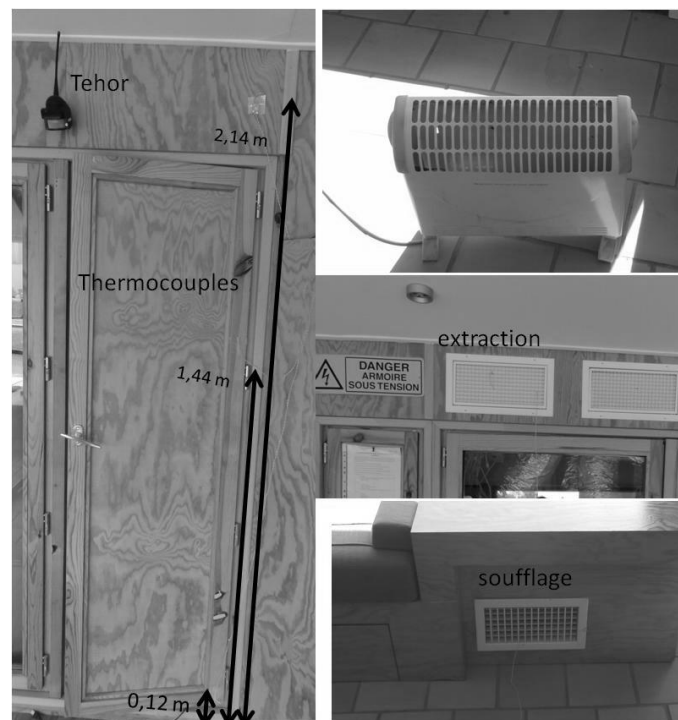


Figure 4. 38: Photographies du dispositif expérimental dans la maison NAPEVOMO : Thermocouples et capteur TEHOR (à gauche), le convecteur électrique, les grilles d'extraction et de soufflage (à droite de haut en bas)

Concernant la mesure, la maison est équipée d'un système de monitoring composé d'une station météorologique (températures extérieure et intérieure, pyromètre plan, vitesse et direction du vent, pluviométrie) et de capteurs TEHOR (cf. figure 4. 38) (présence, température, éclairage naturel et éclairage artificiel). Pendant la campagne d'essai du prototype, le système de monitoring est complété par les sondes de température de l'automate programmable (températures entrée et sortie, Etat du système) et cinq thermocouples de type K mesurant la température de l'air à la bouche d'extraction, à la bouche de soufflage et dans la pièce à 3 hauteurs différentes h_1 , h_2 et h_3 respectivement à 0,12 m, 1,44 m et 2,43 m (cf. figure 4. 38). L'acquisition du système de monitoring a un pas de temps de 10 min alors que le pas de temps d'acquisition des thermocouples et de l'automate est de 1 minute.

4.2.1.2 Correction de la température de l'air d'entrée

Les logiciels de Simulation Thermique Dynamique (STD) du bâtiment utilisent généralement un seul nœud par zone thermique pour la température intérieure de l'air. Or, lors des premières exploitations des résultats deux phénomènes induits par les systèmes utilisés ont été constatés : 1) la stratification de l'air produite par le convecteur électrique et 2) des phénomènes de mouvements d'air tridimensionnels quand le système de

rafraîchissement fonctionne en mode rafraîchissement. Par conséquent, il est donc nécessaire de corriger la température de l'air d'entrée en mode rafraîchissement par rapport à la température moyenne donnée par le logiciel de STD.

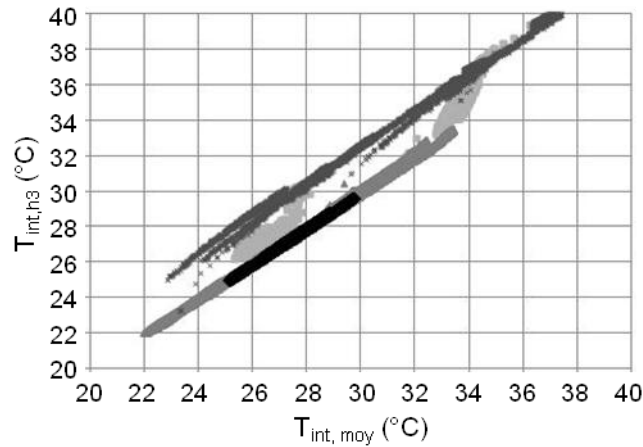


Figure 4. 39: Température de l'air à 2,4 m en fonction de la température moyenne de la pièce suivant différentes situations : sans systèmes énergétique (points gris intermédiaires), avec le chauffage seul (croix gris foncé), avec le rafraîchissement seul (points noirs) et avec le chauffage et le rafraîchissement (points gris pâle)

La figure 4. 39 représente la température intérieure de la pièce mesurée par le thermocouple à la hauteur h_3 en fonction de la moyenne des températures en h_1 , h_2 et h_3 . Comme le montre la figure 4. 39, la température en position haute est égale à la température moyenne de la pièce quand aucun système ne fonctionne ou seulement le rafraîchissement, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de stratification de l'air. Par contre, quand le chauffage fonctionne la température de l'air en position haute est supérieure d'environ $2^{\circ}C$ par rapport à la température moyenne. Dans les trois cas, la température en position haute est proportionnelle à la température moyenne, toutefois le comportement paraît plus aléatoire quand le chauffage et le rafraîchissement fonctionnent en même temps (points gris pâle).

La figure 4. 40 montre la température de l'air en entrée du système en fonction de la température moyenne de la pièce avec et sans chauffage. Cependant, la température en entrée est inférieure à la température à la même hauteur quelque soit le cas de figure. Ceci montre bien qu'il y a effet de mouvement d'air. Nous pensons que la grille d'extraction étant dans l'alignement de la grille de soufflage, une partie de l'air rafraîchi est extraite avant que celui-ci soit mélangé avec l'air intérieur de la pièce. Une corrélation entre la température d'entrée de l'air dans le système LHTES et la température intérieure de la maison (température moyennée à partir des mesures des thermocouples à 3 hauteurs) a été déterminée à partir des résultats expérimentaux présentés en figure 4. 40 telle que :

$$T_{in} = -5,18 \cdot 10^{-2} T_{int}^2 + 4,029 T_{int} - 45,425 \quad (4- 4)$$

Par conséquent, la température de l'air en entrée du système Air/MCP est calculée à partir de la température intérieure moyenne donnée par le logiciel de STD et la corrélation (4- 4). Le modèle simule alors le comportement du système sur l'intervalle du pas de temps d'Energy+ (10 ou 15 minutes) avec une discrétisation temporelle d'une minute.

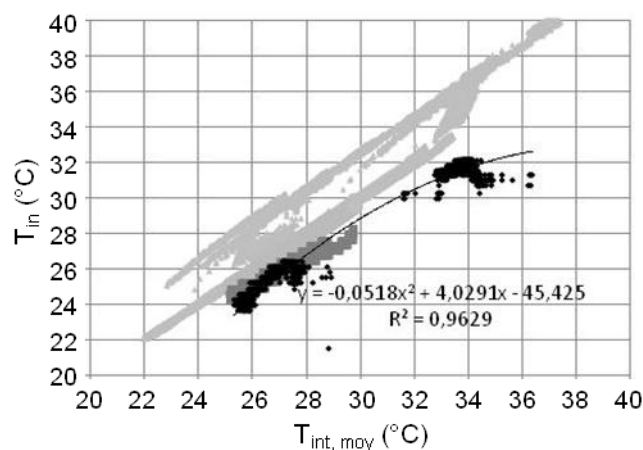


Figure 4. 40: Température de l'air en entrée du système en fonction de la température moyenne de la pièce avec (gris foncé) et sans chauffage (gris clair) ; $T_{int,h3}$ en gris pâle

4.2.1.3 Résultats expérimentaux et résultats de la co-simulation

La simulation est exécutée sur la période du 01/06/2013 (jour 151) au 25/06/2013 (jour 176) durant laquelle la maison NAPEVOMO a été équipée du dispositif présenté dans le paragraphe précédent. Les figures 4.41 et 4.42 montrent respectivement la comparaison des températures d'air entrée/sortie du système et de la température intérieure entre la co-simulation et des données mesurées sur la maison NAPEVOMO. Les deux figures sont accompagnées d'un chronogramme renseignant l'état du système de chauffage (gris clair) et du système de rafraîchissement selon ses deux modes de fonctionnement : régénération (noir) et rafraîchissement (gris foncé). Le tableau 4. 10 résume la comparaison entre l'essai expérimental et la simulation.

La figure 4. 41 montre les températures de l'air en entrée (a) et en sortie (b) mesurées par les sondes de température de l'automate programmable et simulées à partir de l'air extérieur en mode régénération ou l'air intérieur avec la corrélation (4- 4) en mode rafraîchissement. Pendant le mode de régénération, les températures d'entrée expérimentales et simulées évoluent de manières très similaires car la température d'entrée du modèle est la température du fichier météo 2013 de la station météo du centre Arts et Métiers ParisTech de Bordeaux alors que pendant le fonctionnement en mode rafraîchissement, l'écart entre expérience et simulation est légèrement plus élevé car le modèle thermique de la maison intervient dans son calcul. Cependant, la figure 4. 41 (b), montre que l'écart des températures en sortie est plus important en mode régénération qu'en mode rafraîchissement. Ceci est sûrement dû à la différence de comportement entre l'expérience et la simulation en mode régénération dans le paragraphe 4.1.3.2.

	$\varepsilon (T_{a,in})(\%)$		$\varepsilon (T_{a,out})(\%)$	
	moy	max	moy	max
Rafraîchissement	6,55	22,09	13,16	32,04
Régénération	7,09	30,07	8,53	46,96
Total	6,94	30,07	9,79	46,96

Tableau 4. 10 : Résumé des écarts de températures en entrée et en sortie du système pour la co-simulation de NAPEVOMO

La température expérimentale présentée en figure 4. 42 provient du capteur TEHOR (cf. figure 4. 2). Le capteur étant en position haute de la pièce. Sa température a été corrigée suivant la figure 4. 39 dans laquelle il a été observé un gradient de 2°C entre la température moyenne et la température haute quand le chauffage est en fonctionnement seul (sans rafraîchissement). La température simulée retranscrit bien la température mesurée par

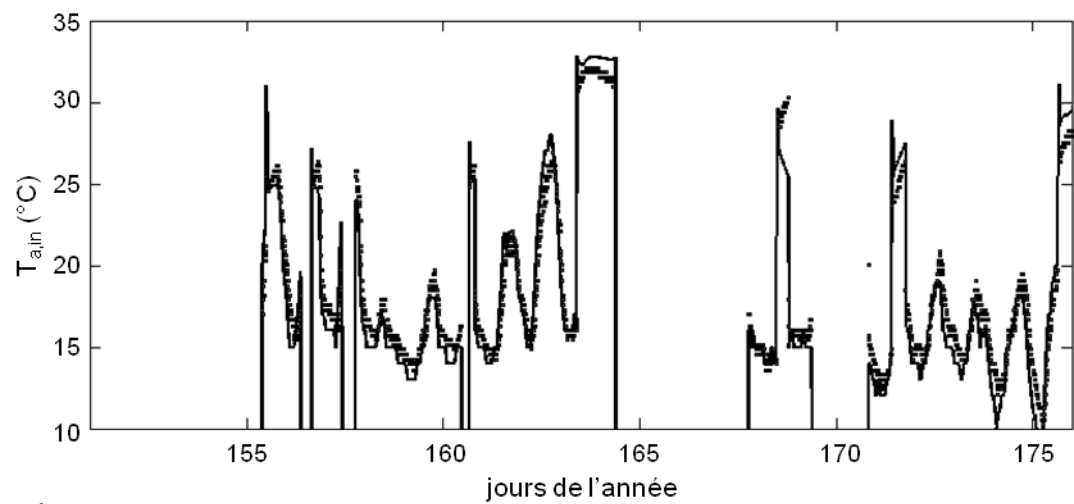
le capteur TEHOR avec un écart moyen de 0,5% entre les deux températures et un écart maximal de 31,9% qui peut être clairement identifié pendant le jour 170. Pendant les sept périodes de rafraîchissement, l'écart moyen entre les deux températures est légèrement supérieur avec 1,9% et un écart maximal de 10,9%.

4.3 Synthèse du chapitre 4

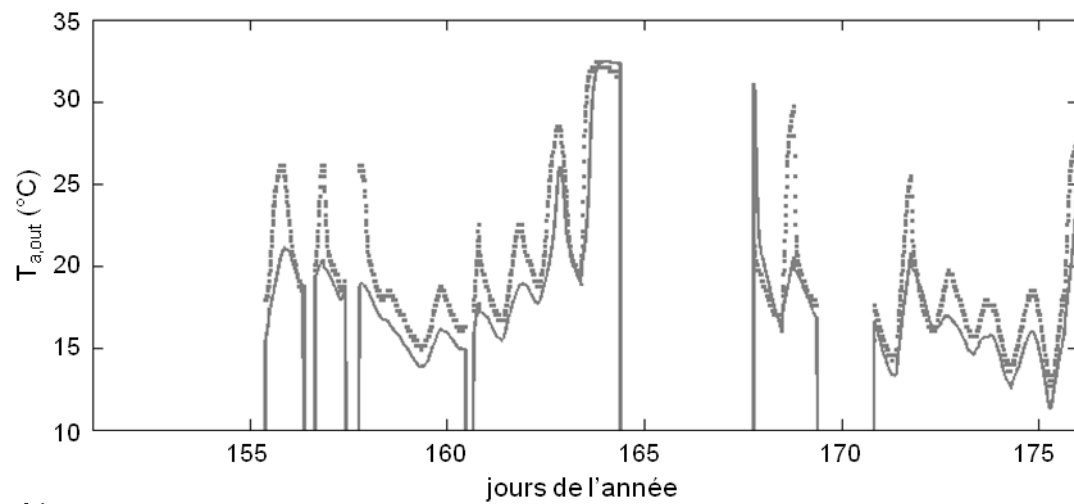
Ce chapitre a pour but de valider la partie simulation numérique dans le travail de pré-dimensionnement du système de rafraîchissement de l'air utilisant les MCP. Cette validation est réalisée en deux parties. Dans un premier temps, la validation concerne le modèle de simulation d'échangeur stockeur. Ce modèle se limite à la géométrie d'encapsulation rectangulaire avec un écoulement d'air horizontal. Dans un deuxième temps, le couplage entre la maison et un échangeur-stockeur (prototype N°1) rempli de paraffine RT21 est étudié. Le modèle thermique de la maison est tout d'abord calé avec les résultats expérimentaux entre le 1^{er} janvier et le 22 mai 2013 puis le couplage est testé sur les résultats du mois de juin 2013.

La première partie a permis de valider un unique modèle pour des géométries différentes avec des phénomènes différents intervenant tels que la convection naturelle et la fusion par contact proche. Bien que l'expérimentation d'échangeurs-stockeurs à l'échelle 1 apporte des phénomènes non attendus comme une mauvaise distribution de l'air (cf. paragraphe 4.1.3.3b)), le modèle numérique retranscrit de manière satisfaisante le comportement thermique des échangeurs-stockeurs aussi bien dans les phases transitoires (phase 1 et 4) que quasi-statique (phase 3 et 6). Pendant ce travail de thèse, l'effort de modélisation s'est concentré sur la fusion du MCP (mode rafraîchissement) car il a été identifié dès le départ comme complexe. Par conséquent, les résultats numériques sont plus fidèles pour la fusion du MCP que pour sa solidification. Afin de parfaire le modèle, il sera donc nécessaire d'étudier le comportement de différents MCP à la solidification à l'échelle macroscopique pour définir un coefficient d'échange équivalent.

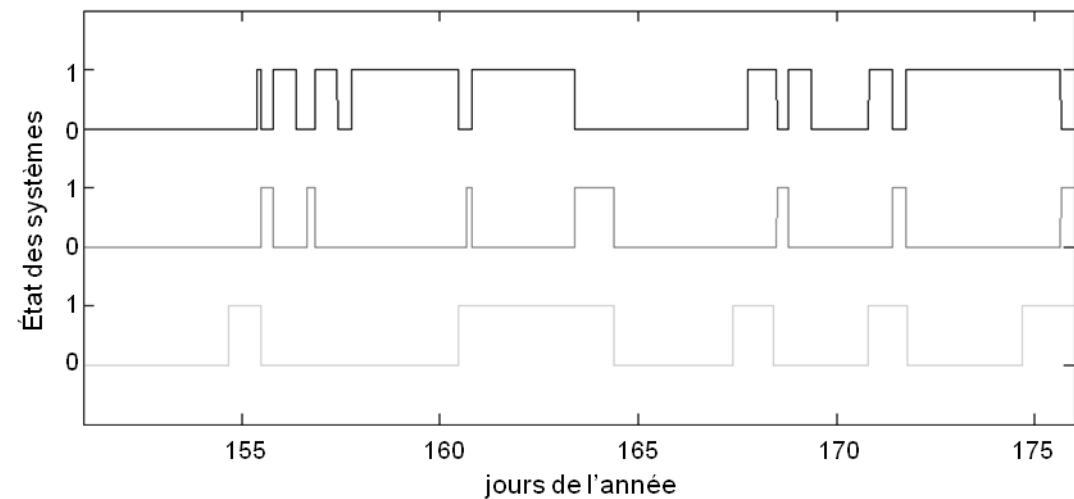
La deuxième partie a validé le couplage d'un échangeur-stockeur avec la maison NAPEVOMO. L'étude du couplage de deux systèmes complexes (maison et échangeur-stockeur) dont les réponses en température sont interdépendantes fut un défi important à relever car des phénomènes physiques non maîtrisés ont dû être identifiés comme la stratification de l'air, l'influence de la bouche de soufflage sur l'air extrait et l'inertie de la maison. Malgré ces incertitudes, la comparaison entre résultats numériques et résultats expérimentaux sont très prometteurs. La prochaine étape sera l'étude de l'échangeur-stockeur N°2 dans la maison SUMBIOSI qui est installée sur le site de l'IUT de l'Université de Bordeaux pour valider le comportement du couplage en mode automatique avec une influence réduite de l'air soufflé sur l'air extrait.



a)



b)



c)

Figure 4. 41: Comparaison des résultats de la co-simulation et du monitoring de la maison NAPEVOMO : température de l'air (a) en entrée et (b) en sortie du système et (c) chronogramme du fonctionnement du convecteur électrique (gris clair), du système de rafraîchissement en mode régénération (noir) et en mode rafraîchissement (gris foncé)

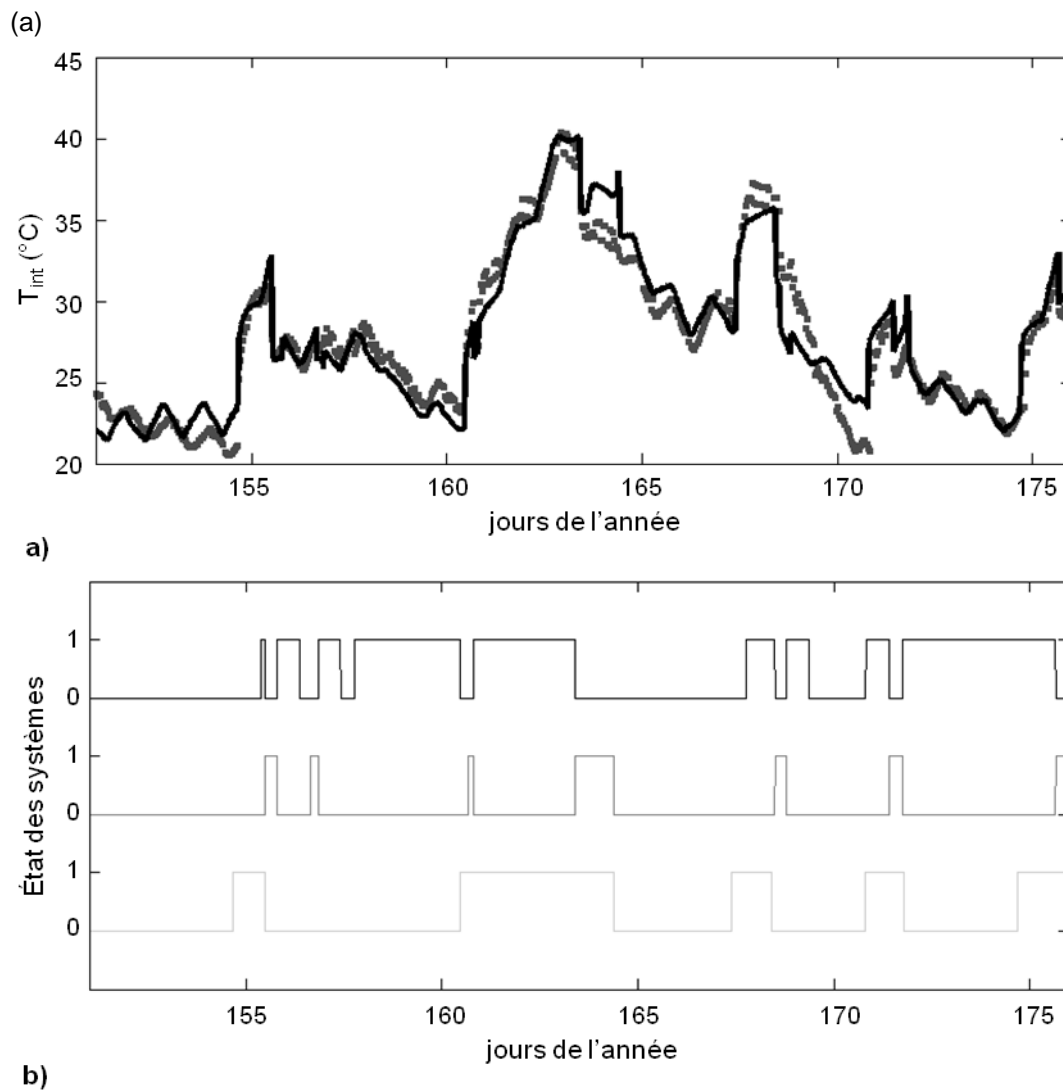


Figure 4. 42: Comparaison des résultats de la co-simulation et du monitoring de la maison NAPEVOMO :
 (a) température moyenne intérieure de l'air et (c) chronogramme du fonctionnement du convecteur électrique (gris clair) , du système de rafraîchissement en mode régénération (noir) et en mode rafraîchissement (gris foncé)

Chapitre 5 : Optimisation du système de rafraîchissement

5.1	Méthodes d'aides à la décision en conception	98
5.1.1	Méthode OIA : les fonctions d'acceptabilité.....	99
5.1.2	Méthode OIA : l'agrégation	100
5.2	Identification des objectifs de conception	100
5.2.1	Définitions des fonctions de service et contraintes.....	101
5.2.2	Définition des critères sélectionnés et monétisation.....	102
5.2.2.1	Définition du coût d'usage	102
5.2.2.2	Coût de fabrication.....	102
5.2.2.3	Définition du confort d'été	103
5.2.2.4	Définition de l'encombrement	105
5.2.2.5	Impact environnemental.....	105
5.2.3	Besoin en confort du cas d'étude et performances du système actuel	106
5.3	Analyse multicritères du système	107
5.3.1	Variables de conception et de pilotage du système rafraîchissement	107
5.3.2	Résultats de l'optimisation	109
5.3.2.1	Optimisation par la valeur du coût global.....	109
5.3.2.2	Optimisation par la méthode OIA.....	112
	Synthèse du chapitre 5	117

L'objectif de ce chapitre est de montrer les possibilités que permettent les outils de simulation et de co-simulation pour l'aide à la conception de systèmes intégrés de rafraîchissement de l'air utilisant des matériaux à changement de phase. L'étude de cas présentée ici se base sur la maison NAPEVOMO pour laquelle le modèle thermique a déjà été validé dans le chapitre précédent. Après avoir déterminé les limites du système et analyser les fonctions et les contraintes, les critères de performances du système sont définis et convertis sur une échelle monétaire unique afin de minimiser le coût de le système de rafraîchissement. Dans cette première application, l'optimisation se limitera au nombre d'échangeurs, à leurs dimensions, au débit d'air et aux températures de pilotages.

5.1 Méthodes d'aides à la décision en conception

Les outils d'aide à la conception basés sur des techniques d'optimisation ont pour but de déterminer les dimensions, les matériaux et l'architecture globale permettant d'obtenir le comportement optimal suivant des critères de performance préalablement définis. Par conséquent, l'outil doit généralement simuler des centaines voire des milliers de configurations différentes générées aléatoirement pour converger vers des solutions optimales.

Pour tester chaque configuration, un modèle d'évaluation de la conception est défini. Ce modèle demande de définir des paramètres de conception (x), leur domaine de variabilité (Ω), des variables de performance (y) et des objectifs (f) de conception. La figure 5. 1 représente le processus d'optimisation itératif. Chaque solution candidate est générée par la sélection des paramètres de conception (x) dans leur domaine de variabilité (Ω). La réponse du modèle d'évaluation est ensuite évaluée en comparant les variables de performances (y) et les objectifs attendus par le concepteur (f). Les solutions candidates évaluées sont alors classées pour déterminer les meilleures.

La génération de solutions candidates peut-être « déterministe », c'est-à-dire, que toutes les combinaisons possibles des paramètres de conception sont testées. L'optimisation consiste en une seule itération lors de laquelle toutes les solutions candidates seront évaluées. Cependant, le nombre de solutions à évaluer peut devenir important pour des problèmes de conception complexes. Il est alors possible d'utiliser une génération de solutions « stochastique » (algorithmes génétiques, par essais), afin de converger plus rapidement vers l'optimum global.

L'algorithme génétique est le plus utilisé pour l'optimisation en conception car il est réputé pour sa facilité d'implantation (Quirante, 2012). Selon Collignan (Collignan, 2011) qui a comparé les performances de différents algorithmes (génétique, essais particulière, système immunitaire), l'algorithme n'est pas nécessairement rapide mais assure la convergence pour quasiment tous les tests contrairement aux autres. Calqué sur la sélection naturelle, l'algorithme génétique croise les gènes (variable de conception) d'une population « parents » (solutions candidates de l'itération $n-1$) par paire pour générer une population « enfant » (solutions candidates de l'itération n). Une mutation est également opérée sur chaque croisement, c'est-à-dire, qu'une part des valeurs des variables de conception (x) sont sélectionnées aléatoirement sur le domaine de variabilité (Ω).

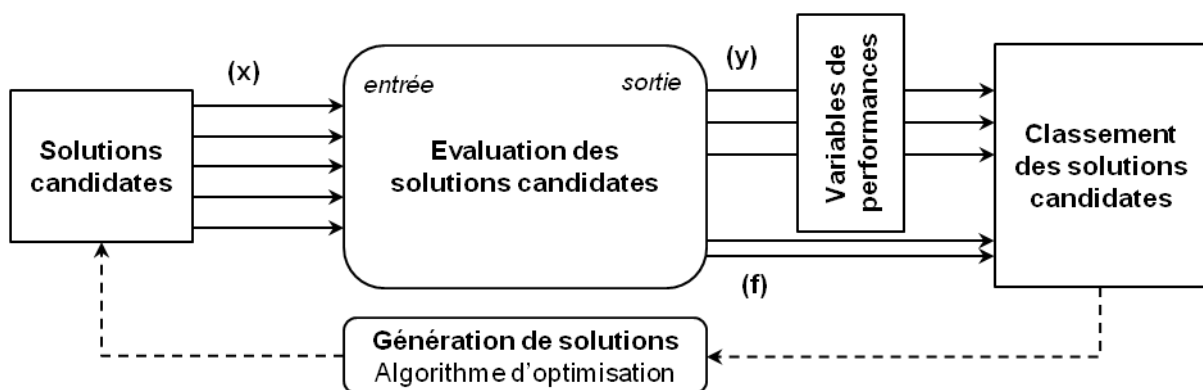


Figure 5. 1 : Schéma du processus d'optimisation d'après (Quirante, 2012)

La fonction objectif peut-être un ensemble de relations logiques représentant la satisfaction ou non des objectifs (f) fixés par le concepteur, ce sont des méthodes « ensemblistes ». Ces méthodes permettent de formaliser simplement les objectifs mais elles permettent d'évaluer si une solution candidate atteint les objectifs mais elles ne permettent pas de classer les solutions entre elles et donc ne déterminent pas d'optimum mais un ensemble de solutions respectant les objectifs de conception.

La fonction objectif peut être également une fonction continue. Dans ce chapitre deux méthodes d'évaluation par des fonctions continues ont été utilisées : la monétisation des critères et la méthode OIA. La monétisation consiste à affecter une valeur monétaire à chaque critère. La valeur monétaire est utilisée comme une pondération pour la hiérarchisation de chaque critère par rapport aux autres. Cette conversion, développée dans le paragraphe 5.2.2, s'appuie sur la méthodologie d'évaluation technico-économique des climatiseurs en France de Grignon-Massé (Grignon-Massé, 2010). La méthode OIA (Observation, Intérpétation, Agrégation) (Collignan, 2011; Quirante, 2012) uniformise les critères de conception par l'intermédiaire de fonctions d'acceptabilité variant entre 0 et 1. Les résultats sont ensuite pondérés puis agrégés en prenant en compte la volonté du concepteur.

5.1.1 Méthode OIA : les fonctions d'acceptabilité

Les fonctions d'acceptabilité initialement définies par Harrington (Harrington, 1965) et utilisées par Sebastian et al. (Sebastian et al., 2010) évaluent la satisfaction de chaque variable de performance y_i dont l'objectif f_i peut-être (a) maximiser, (b) minimiser ou (c) cibler. La figure 5. 2 présente les allures des trois fonctions d'acceptabilité suivant l'objectif fixé.

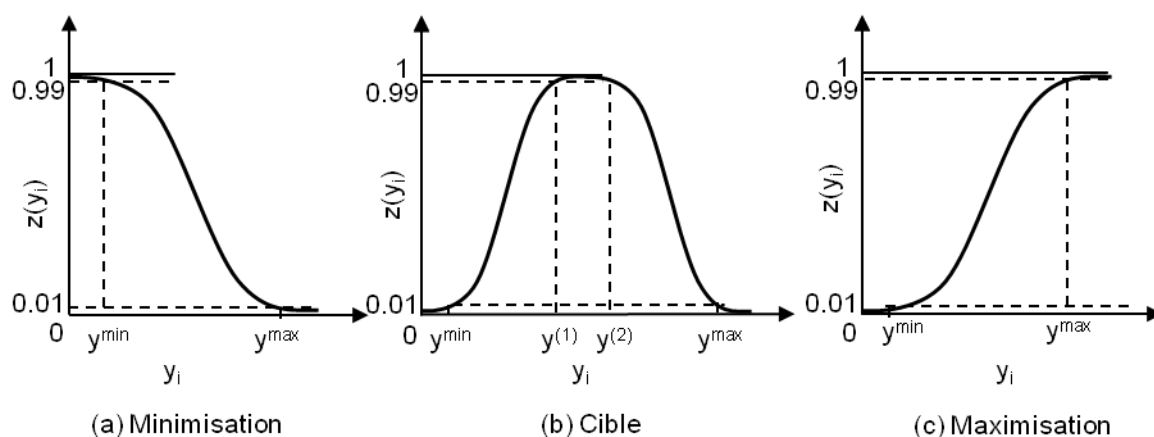


Figure 5. 2 : Allures des fonctions d'acceptabilité

La formulation des fonctions d'acceptabilité est présentée dans le tableau 5. 1.

Objectifs	Fonctions correspondantes
Minimiser	$z(y_i) = \exp[-\exp(\beta + \alpha y_i)]$ $\text{où } \alpha = \frac{\ln\left[\frac{\ln(0,01)}{\ln(0,99)}\right]}{y_{\max} - y_{\min}} \text{ et } \beta = \ln[\ln(0,99)] - \alpha y_{\min}$ (5- 1)
Cibler	$z(y_i) = \exp\left[-\left \left(\frac{2 y_i - (U+L)}{U-L}\right)^n\right \right] \text{ avec } n = \frac{\ln[\ln(0,99)]}{\ln\left \left(\frac{2 y^{(1)} - (U+L)}{U-L}\right)\right }$ $U = \frac{y_{\max} + y^{(2)}}{2} \text{ et } L = \frac{y_{\min} + y^{(1)}}{2}$ (5- 2)
Maximiser	$z(y_i) = \exp[-\exp(\beta + \alpha y_i)]$ $\text{où } \alpha = \frac{\ln\left[\frac{\ln(0,01)}{\ln(0,99)}\right]}{y_{\max} - y_{\min}} \text{ et } \beta = \ln[\ln(-0,99)] - \alpha y_{\max}$ (5- 3)

Tableau 5. 1 : Fonctions d'acceptabilité d'après (Sebastian et al., 2010)

Les variables de performance (y) uniformisées (z) sur une seule et unique échelle peuvent alors être agrégées pour former une seule et unique fonction objectif. Plusieurs méthodes d'agrégation sont possibles et sont donc présentées dans le paragraphe suivant.

5.1.2 Méthode OIA : l'agrégation

L'agrégation a pour objectif de transformer un problème multi-objectif en problème mono-objectif représenté par une seule et unique fonction. Chaque critère est pondéré par un facteur de préférence (w_i) représentant la préférence que donne le concepteur à chaque variable de performance par rapport aux autres. L'indice de performance global (IPG) défini par Scott et Antonsson (Scott et Antonsson, 1998) comme suit, permet de représenter les différents types d'agrégation possibles :

$$IPG = \sqrt[s]{\frac{w_1 z(y_1)^s + \dots + w_i z(y_i)^s + \dots + w_n z(y_n)^s}{w_1 + \dots + w_i + \dots + w_n}}, \quad (5-4)$$

où w_i est la préférence donnée la variable y_i , $z(y_i)$ est l'acceptabilité de la variable de performances y_i (équations (5- 1) à (5- 3)) et s est le niveau de compromis qui peut prendre ou tendre vers les valeurs suivantes $[-\infty ; 0 ; 1 ; +\infty]$.

- Si $s \rightarrow -\infty$, l'agrégation est faite par le minimum. l'indice de performance (IP) prend alors la valeur minimale des variable d'interprétation $z(y_i)$ telle que :

$$IPG = \min [z(y_1), \dots, z(y_i), \dots, z(y_n)] \quad (5-5)$$

- Si $s = 0$, l'indice de performance globale devient alors la moyenne géométrique pondérée des variables d'interprétation $z(y_i)$ telle que :

$$IPG = [z(y_1)^{w_1} \times \dots \times z(y_i)^{w_i} \times \dots \times z(y_n)^{w_n}]^{\frac{1}{w_1 + \dots + w_i + \dots + w_n}}. \quad (5-6)$$

- Si $s = 1$, l'indice de performance globale devient la moyenne arithmétique pondérée des variables d'interprétation $z(y_i)$ telle que :

$$IPG = \frac{w_1 z(y_1) + \dots + w_i z(y_i) + \dots + w_n z(y_n)}{w_1 + \dots + w_i + \dots + w_n} \quad (5-7)$$

- Si $s \rightarrow +\infty$, l'agrégation est faite par le maximum. l'indice de performance globale prend alors la valeur maximale des variables d'interprétation $z(y_i)$ telle que :

$$IPG = \max [z(y_1), \dots, z(y_i), \dots, z(y_n)] \quad (5-8)$$

D'après Quirante, l'agrégation est dite « sur-compensatoire » quand $s > 0$, c'est-à-dire que les bonnes performances d'un seul critère peuvent garantir un indice de performance global élevé malgré des valeurs rédhitoires pour d'autre critères. Ce type d'agréations est donc considéré comme inapproprié à la conception. Quand $s=0$, l'agrégation est dite « compensatoire » car elle a pour but d'améliorer la performance globale par la détérioration de la plus faible des performances individuelles. Enfin, l'agrégation est dite « non compensatoire » quand $s \rightarrow -\infty$ car elle vise à améliorer la pire des performances individuelles, en prenant le risque de réduire la performance globale.

5.2 Identification des objectifs de conception

L'analyse fonctionnelle est une approche de conception exprimant les besoins de l'utilisateur sous forme de fonctions. L'objet technique devient donc un moyen d'assurer les activités de l'utilisateur. La fonction principale ou « d'usage » est celle qui satisfait le besoin. Selon la norme Afnor X 50-151 (NF, 1991), « une contrainte est

une limitation à la liberté de choix du concepteur-réalisateur d'un produit ». Ces contraintes peuvent être imposées par la réglementation, par le marché ou par la stratégie de l'entreprise. Pour chaque fonction ou contrainte, un critère et des niveaux associés sont définis pour évaluer si l'objet conçu respecte bien les objectifs fixés par le concepteur.

5.2.1 Définitions des fonctions de service et contraintes

Le besoin rempli par le système est le maintien du confort estival dans une zone occupée délimitée, le bâtiment ne réussissant pas à le maintenir. Le système agit donc seulement sur la température intérieure et non sur les deux autres paramètres du confort : l'humidité et la vitesse de l'air. Le tableau 5. 2 résume la fonction de service et les contraintes qui ont été jugées pertinentes pour la conception du système de rafraîchissement.

Repère	Enoncé fonctionnel	Critère	Niveaux
Fonctions de service			
FS1	Maintenir le confort thermique estival	Degrés-heures	< 60 °C.h⁻¹
Contraintes			
C1	S'intégrer a bâtiment	Encombrement	< 1 m² occupé
C2	Ne pas générer de nuisance sonore	Niveau de bruit (LnAT)	45dB - 90dB
C3	Eviter les sources d'inconfort thermique	Vitesse d'air intérieure	< 0,22 m/s P < 0,2 m/s TP
C5	Limiter l'impact environnemental	El-99	< Impact Clim
		GWP 100a (kg CO₂-eq)	< impact Clim
C6	Ne pas augmenter le risque incendie		Validation du concept
C7	Etre économiquement abordable	Coût d'usage	< Coûts Clim
		Coût de fabrication	
C8	Assurer la maintenabilité	Accessibilité des pièces Mobiles et du MCP	Validation du concept
		Récupération des MCP	Validation du concept
C9	Assurer la fin de vie	Démontabilité	Validation du concept
		Recyclage et réutilisation	Validation du concept

Tableau 5. 2 : Tableau résumant l'analyse fonctionnelle du système

La fonction FS1 et les contraintes C1, C5 et C7 ont été mises en évidence dans le tableau 5. 2 car ce seront les objectifs de conception utilisés dans l'optimisation. Les autres contraintes ne sont pas évaluées car soit elles

doivent être validées par le concepteur, soit l'outil d'évaluation ne permet pas (C6,C8 C9), pour le moment, de les évaluer (C2, C3 C5-EI99).

5.2.2 Définition des critères sélectionnés et monétisation

Parmi les critères de performance établis par l'analyse fonctionnelle du système, nous avons choisi d'en intégrer quatre pour l'optimisation de la solution : FS1, C1, C5, C7. Les paragraphes qui suivent définissent les critères ainsi que leur monétisation.

5.2.2.1 Définition du coût d'usage

Le coût d'usage est principalement lié à la consommation d'électricité du ventilateur (la consommation des registres est négligée). Le coût de maintenance du système est également négligé.

La consommation électrique du ventilateur dépend du débit d'air (Q_v), des pertes de charges (Δp) et de son rendement (η) :

$$E = \int_0^t \frac{Q_v \Delta p}{3600 \eta} dt$$

Le coût d'usage annuel est donc l'énergie électrique consommée sur toute une année (donnée récupérée lors de la co-simulation) multipliée par le tarif d'achat de l'électricité exprimé en €/kWh⁻¹. Concernant le tarif, l'Union Française de l'Electricité UFE envisage trois scénarios d'ici 2030 pour la France : 70%, 50% et 20% de production issue de l'énergie nucléaire (*Electricité 2030*, 2013). Le tableau présente l'impact de chaque scénario sur le prix de l'électricité facturé au particulier et aux entreprises. Nous avons calculé un taux d'augmentation annuelle du prix à partir d'une augmentation constante. Selon les scénarios et l'utilisateur, le taux d'augmentation de l'électricité varie entre 1,45%.an⁻¹ et 3,25%.an⁻¹. L'incertitude sur ce taux étant grande, nous avons choisi d'utiliser la valeur moyenne entre les deux extrema de l'intervalle [1,45 – 3,25] soit 2,35%.an⁻¹.

	Référence 2010	Scénarios de la part du nucléaire dans l'électricité française d'ici 2030 (€/MWh)					
		70%		50%		20%	
		Prix	Taux (%)	Prix	Taux (%)	Prix	Taux (%)
Pour les entreprises	78	110	1,73	129	2,55	148	3,25
Pour les particuliers	126	168	1,45	189	2,05	211	2,61

Tableau 5. 3 : Prix de l'électricité à l'horizon 2030 suivant 3 scénarios sur la part du nucléaire (*Electricité 2030*, 2013)

Nous supposons que le système a une durée de vie de 30 ans avec un remplacement des MCP au bout de 15 ans. Au 1er janvier 2013, le prix de l'électricité était de 0,1263 €/kWh⁻¹. En considérant un taux d'inflation du prix de l'électricité égal à 2,35%, le prix moyen de l'électricité sur ces 30 ans est égal à 18,47 cts€/kWh⁻¹.

5.2.2.2 Coût de fabrication

Le cout de fabrication comptabilise le coût des matériaux ainsi que les procédés de mise en forme et d'assemblage de l'échangeur. Pour cette première application de l'outil d'optimisation, nous avons choisi de fixer les matériaux composant l'échangeur-stockeur. L'enveloppe des échangeur-stockeurs est faite en pin maritime

des landes (*pinus mesogeensis*) d'épaisseur 2 cm et l'encapsulation est faite d'alliage d'aluminium (série 6000). De plus, nous avons choisi de considérer un coût unitaire (au kg) de fabrication des encapsulations unique indépendamment du facteur de forme B. Les coûts des matériaux et des procédés sont les valeurs médianes des intervalles de coût définis par le logiciel CES EduPack (EduPack, 2007)

Composant	Type	Unité	PU	Durée de vie
Aluminium	Matériau	kg	2,195	30
Extrusion aluminium	Procédé	P	4,68	-
PET	Matériau	kg	1,37	15
Injection plastique	Procédé	P	1,5	-
Paraffine	Matériau	kg	6,5	15
Bois Pin	Matériau	m ³	1 020	30
Remplissage/Assemblage	Procédé	H	15	-

Tableau 5. 4 : Matériaux et procédés considérés dans la fabrication du système de rafraîchissement

Le réseau de ventilation fictif est composé des éléments de base présentés dans le tableau 5. 5. A partir du deuxième échangeur-stockeur, deux coudes sont ajoutés et deux fois la hauteur du caisson à la longueur de la gaine rigide par échangeur car nous supposons que les caissons sont empilés.

	Quantité	Prix unitaire Avec mise en œuvre (€)	Durée de vie
Gaine rigide (m)	5	120,07	30
Coudes (p)	4	37,55	30
Grille rectangulaire (p)	2	124,04	30
Ventilateur (p)	1	148	15
Registres (p)	4	75	15

Tableau 5. 5 : Composant du réseau de ventilation

5.2.2.3 Définition du confort d'été

Comme évoqué dans le paragraphe 1.2, le confort thermique dépend de 3 paramètres : la température, l'humidité et la vitesse de vent. Le système développé agit sur un seul de ces trois paramètres, la température. Nous avons donc choisi d'utiliser les critères de confort adaptatif dépendant seulement de la température extérieure moyenne. Boulet (Boulet, 2009) répertorie dans sa thèse les différentes courbes de température intérieure de confort en fonction de la moyenne mensuelle ou hebdomadaire de la température extérieure. Selon l'auteur, la meilleure définition de la température de confort est la suivante :

$$T_{conf} = 0,255 T_{ext,ref} + 18,9, \quad (5- 9)$$

avec $T_{ext, ref}$ défini telle que :

$$T_{ext,ref} = [T_{ext\ j-1} + 0,8 T_{ext\ j-2} + 0,6 T_{ext\ j-3} + 0,5 T_{ext\ j-4} + 0,4 T_{ext\ j-5} + 0,3 T_{ext\ j-6} + 0,2 T_{ext\ j-7}]/3,8 \quad (5- 10)$$

Selon De Dear et Brager (DeDear et al., 1997) les limites de confort à 90% de satisfaction est de $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$ et à 80% de satisfaction, $\pm 3,5^{\circ}\text{C}$ autour de la température de confort. Pour caractériser l'inconfort, Grignon-Massé (Grignon-Massé, 2010) propose d'utiliser le degré-heure qui est l'intégrale suivant le temps de la différence entre la température intérieure de la maison et la température de confort définie. Contrairement au taux d'inconfort qui décompte le nombre d'heures de dépassement par rapport au nombre d'heure d'occupation, le degré-heure met en évidence l'écart entre la température intérieure et la température limite supérieure de confort.

Pour comparer les différents coûts avec l'inconfort que le système n'aura pas pu éviter, le degré-heure doit être monétisé. Grignon-Massé préconise de définir le coût du degré-heure à $0,6 \text{ €} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ par occupant pour les secteurs tertiaire et résidentiel. Nous avons étudié le coût du degré-heure dans la maison NAPEVOMO. Pour cela, deux simulations avec des consignes différentes sont exécutées. Pour la première simulation, une consigne de température est fixée à 26°C correspondant à la consigne demander par les réglementations RT2012 et HQE (cf. paragraphe 1.2) pour les bâtiments climatisés. Le besoin en puissance de refroidissement de la maison est présenté en figure 5. 3. Pour la deuxième simulation, aucune consigne de température n'est fixée afin de calculer les degré-heures de dépassement de la température de confort fixée dans la relation (5- 9). La figure 5. 4 présente les degré-heures de dépassement en fonction du temps.

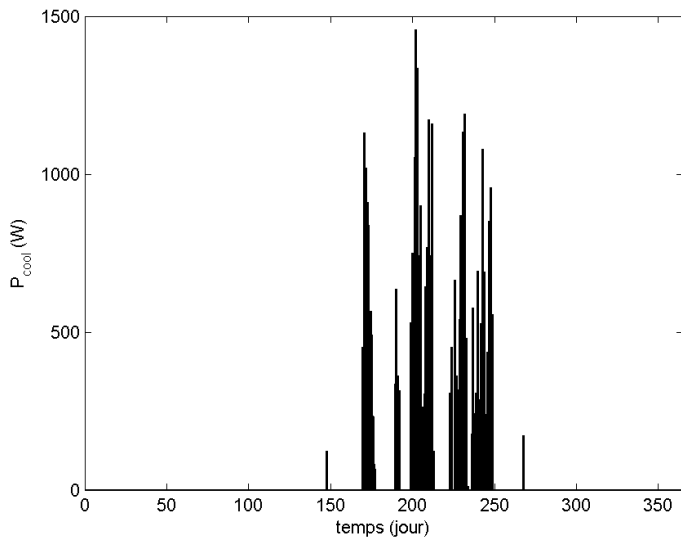


Figure 5. 3 : Puissance de refroidissement appelée par la maison NAPEVOMO pour une consigne de température à 26°C

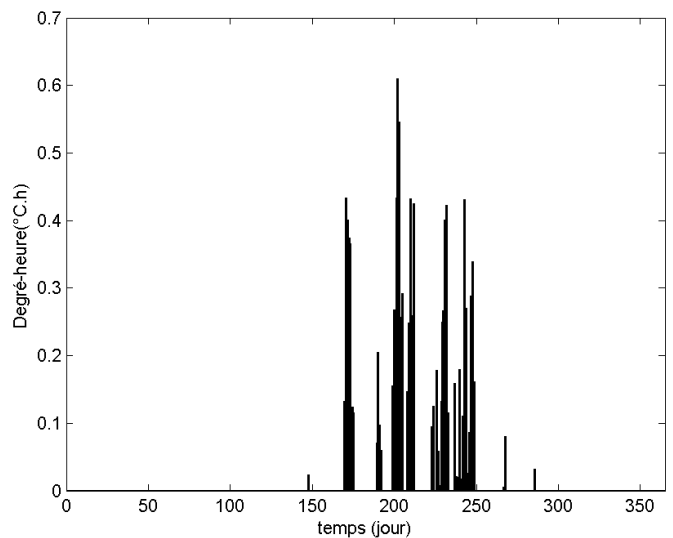


Figure 5. 4 : Degré-heure de la maison NAPEVOMO sans consigne de température calculé par rapport à la température de confort avec une acceptabilité à 90%

Les résultats de simulations montrent que le besoin total de climatisation sur la période estivale est de 236 kWh et que le nombre de degré-heures de dépassement est égal à 178°C.h pour 200 heures d'inconfort (soit un taux d'inconfort de 3,15% sur les 6411 heures d'occupation). En prenant les hypothèses présentées dans le tableau 5. 6 et d'un prix moyen de l'électricité sur une durée de vie de 8 ans égal à $0,140 \text{ €} \cdot \text{kWh}^{-1}$ (prix de base $0,126$

€.kWh⁻¹ avec une inflation du prix de l'électricité de 2,35%.an⁻¹), le coût du degré-heure évité est égal à 0,59 €.°C⁻¹.h⁻¹ par occupant.

Caractéristiques	Valeur
Puissance du climatiseur (kW)	2,7
Coût d'achat avec mise en œuvre (simple split réversible)	1 720 (Groupe Moniteur, 2010)
Coût de maintenance (€.an ⁻¹)	105
EER	3,2
Température de consigne (°C)	26

Tableau 5. 6 : Hypothèses concernant la climatisation

La coût du degré-heure évité calculé pour NAPEVOMO est très proche de celui défini par Grignon-Massé qui est 0,6 €.°C⁻¹.h⁻¹. Cependant, le résultat est très sensible car la climatisation fonctionne plus longtemps dans un bâtiment qui surchauffe et donc la part de l'investissement dans le degré heure est moins importante. Par exemple, La même simulation a été exécutée avec pour seule différence un débit de ventilation divisé par deux (ventilation hygiénique et sur-ventilation). Le coût du degré-heure est alors de 0,15 €.°C⁻¹.h⁻¹.

Le coût choisi du degré-heure dépassé par rapport à la limite de confort pour la suite de l'étude est égal à 0,6 €.°C⁻¹.h⁻¹.

5.2.2.4 Définition de l'encombrement

La surface occupée par un système dans un bâtiment représente un coût induit par l'achat ou la location de ce bâtiment. Il est donc important dans la conception d'un système d'établir des limites d'encombrement. Cependant, la totalité du système étant encore au stade de conception préliminaire, aucun emplacement d'installation n'a été fixé : faux plafond, sol comme actuellement dans NAPEVOMO ou dans un local dédié. Nous avons choisi l'hypothèse que le système serait dans un local technique. De plus, s'il y a plusieurs échangeurs-stockeurs ceux-ci sont considérés empilés jusqu'à atteindre le plafond fixé à 2,5 m. De plus, il est prévu 0,5 m de part et d'autre des échangeur-stockeurs pour les conduites de ventilation.

$$\text{coût}_{\text{encomb}} = \text{coût}_{SH} Y_{ech} (L_t + 1) \frac{N_{ech} Z_{ech}}{2.5}, \quad (5-11)$$

où coût_{m^2} est le coût moyen de la surface habitable d'un logement. Dans le département de la Gironde (33), le prix moyen de la surface habitable est défini à 2163€/m².

5.2.2.5 Impact environnemental

L'outil développé permet de calculer l'impact environnemental suivant l'analyse du cycle de vie en utilisant la base de données Ecoinvent (Centre for Life Cycle Inventories, s. d.). Il est donc possible de calculer l'impact environnemental suivant les différentes méthodes proposées dans cette base de données telles que : Eco-Indicator 99, CML 2001, Impact 2002+, IPCC 2007. Il existe des méthodes qui calculent le dommage (end-point) en normalisant les impacts environnementaux comme l'eco-indicator 99 ce qui permet de donner une valeur finale unique. Cependant, l'eco-indicateur 99 comme toute normalisation est actuellement critiqué (Khalifa, 1999;

Sleeswijk et al., 2008) pour le manque de base de données locales des dommages réalisés par l'émissions des différents polluants.

Pour cette étude, nous avons choisi seulement le critère GWP100a (Effet de serre à un horizon de 100 ans) de la méthode IPCC 2007 car la production de gaz à effet de serre est le seul critère pour lequel nous pouvons trouver des valeurs monétaire représentant un contexte global et local. Grignon-Massé dans son étude utilise un coût de l'émission de GES égal à $150 \text{ €} \cdot \text{t}_{\text{eq}} \text{CO}_2^{-1}$ qui est, selon le GIEC, le prix permettant une stabilisation des émissions de CO_2 . Cependant, ce coût ne prend pas en compte le contexte actuel ni la mise en place progressive de taxe carbone. Le rapport de Michel Rocard (Rocard, 2009) sur la conférence Climat et Energie préconise un prix de la tonne de CO_2 émise à 32 € avec un taux d'actualisation de 6% pour atteindre 100€ en 2030. Si l'on suppose une augmentation sur une durée de vie du système de 30 ans (2014-2044), le coût de la tonne de CO_2 est égale à $111 \text{ €} \cdot \text{t}_{\text{eq}} \text{CO}_2^{-1}$.

5.2.3 Besoin en confort du cas d'étude et performances du système actuel

Pour définir le besoin de la maison NAPEVOMO, la co-simulation présentée dans le paragraphe 3.3 est utilisée. Contrairement au paragraphe 4.2.1.3, des scénarios d'occupations et de puissances dissipées associés sont renseignés dans le modèle thermique de la maison. La figure 5. 3 montre une comparaison des températures intérieures de la maison NAPEVOMO avec et sans le système de rafraîchissement équipé du prototype N°1 en fonction de la température extérieure moyenne de référence $T_{\text{ext,ref}}$ définie dans le paragraphe 5.2.2.3.

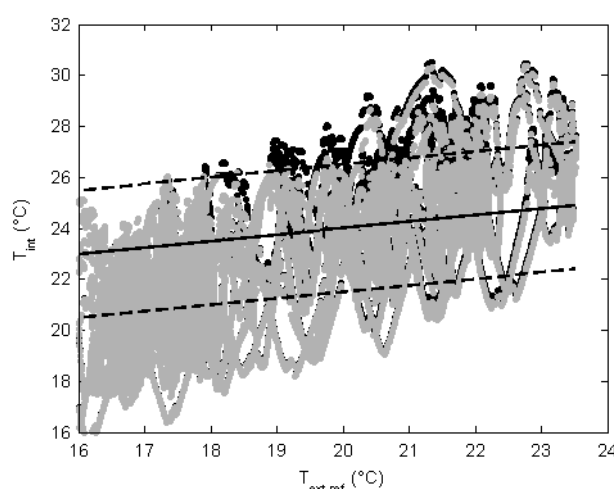


Figure 5. 5 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans systèmes de rafraîchissement (noir) et avec le prototype N°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre

En figure 5. 5, le système permet de garder la température intérieure de la maison en dessous de la limite de confort supérieure jusqu'à une température extérieure moyenne de 20,5 °C. Pour une température extérieure moyenne comprise entre 20,5°C et 22,5°C, la température intérieure avec le système fonctionnant est réduite par rapport à la température sans système mais dépasse tout de même la limite de confort supérieure. Enfin au dessus de 22,5°C, le système a un très faible impact sur la température intérieure.

Dans le tableau 5. 7, les performances du système installé dans NAPEVOMO sont comparées à un système de climatisation conventionnel défini dans le tableau 5. 6. A partir des résultats de Grigon –Massé, les phases de fabrication et les pertes de fluide en fin de vie d'un tel système représentent 1 693 kg eq CO_2 . La consommation

électrique annuelle du système de climatisation pour NAPEVOMO est évaluée à 40,92 kWh.an⁻¹. Par conséquent, le coût de consommation électrique est égal à 227 € sur une durée de 30 ans avec un tarif de l'électricité de 18,47 cts€/kWh⁻¹ (cf. paragraphe 5.2.2.1) et la production de gaz à effet de serre est évaluée à 129 kgeqCO₂.

Critères	Prototype N°1	Système Climatisation 2kW (3 systèmes)
FS1 – Degré-heure	1 090 (60,6°C.h ⁻¹ .an ⁻¹)	0
C1 – Encombrement	1 239	0
C5 – GWP 100a	148,7 (1 352 kgCO ₂ eq)	573
C7 – Coût de fabrication avec mise en œuvre	6 575	5 160 (3 x 1 720)
C7 – Coût d'usage	54,26	227
Coût sur le cycle de vie	9 106	5 959

Tableau 5. 7 : Comparaison du prototype N°1 avec un système de climatisation conventionnel

Sur un cycle de vie de 30 ans, l'utilisation d'un système de climatisation a un coût moins important d'environ 3000€ par rapport un système équivalent à celui installé dans NAPEVOMO. Cependant les opérations de maintenance n'ont pas été considérées car il existe une grande incertitude sur les opérations nécessaires sur le futur système. Or, une économie pourra être faite sur ce système par rapport à une climatisation. L'objectif est d'obtenir un système économiquement compétitif avec une climatisation et avec les meilleures performances de confort.

5.3 Analyse multicritères du système

5.3.1 Variables de conception et de pilotage du système rafraîchissement

Chaque solution candidate est définie par des variables de conception et des variables de pilotage. Les variables de conception définissent les caractéristiques discriminantes d'une solution candidate par rapport à une autre comme la géométrie, les dimensions et les matériaux. Les variables de pilotage définissent le fonctionnement et les interactions entre le système et son environnement. Les variables de pilotage sont ici le débit d'air et les consignes (température, état de charge/décharge) présentées dans le tableau 3. 5.

Pour cette première application de l'optimisation du système de rafraîchissement utilisant des MCP, nous proposons d'optimiser la géométrie des échangeurs-stockeurs ainsi que les variables de pilotage telles que le débit et les températures de consigne. Par conséquent, le réseau de ventilation et les matériaux seront donc fixés. L'échangeur-stockeur est donc composé d'un caisson en pin maritime d'épaisseur fixée à 2 cm et l'encapsulation est en alliage d'aluminium.

Les variables de conception sélectionnées et leurs intervalles sont présentés dans le tableau 5. 8. Ces variables permettent de définir complètement la géométrie de l'échangeur-stockeur sous conditions de quelques hypothèses :

- L'épaisseur de l'encapsulation est fixée à 0,5 mm quelle que soit sa géométrie
- Les écartements entre les encapsulations sont égaux et constant suivant les axes X et Y (cf. paragraphe 3.2)
- La distance entre les parois du caisson et celle des encapsulations égale à l'écartement entre les encapsulations.

Variables de conception	Intervalles
Nombre d'échangeur (N_{ech})	[1 ; 4]
Nombre de rangées (N_z)	[1 ; 10]
Longueur de l'échangeur-stockeur L_t	[1 ; 3]
Largeur de l'encapsulation (Y_i)	[0.02 0.4]
Facteur de forme de l'encapsulation (B)	[0,05 ; 20]
Masse de MCP (M_{MCP}) par échangeur	[5 ; 100]
Section de passage de l'air (S_a)	[0.036 0.1]
Type de MCP	[RT21 ; RT25, RT28]

Tableau 5. 8 : Variables de conception du système avec leurs domaines de variation

Parmi les consignes présentées dans le tableau 3. 5, nous avons sélectionné pour l'optimisation les deux consignes de températures intérieures T_{ON} et T_{OFF} . La température de consigne de régénération T_{REG} est fixée à 20°C et les états de charge/décharge σ_{max} et σ_{min} sont respectivement fixés à 99% et 1% de MCP liquide. Le tableau 5. 9 présente les intervalles des variables de pilotage.

Variables de pilotage	Intervalles
Débit d'air (Q_v)	[200 ; 600]
Thermostat haut – T_{ON} (°C)	[24 ; 28]
Thermostat bas – T_{OFF} (°C)	[20 ; 23]

Tableau 5. 9 : Variables de pilotage du système avec leurs domaines de variation

La figure 5. 6 montre différentes variables de conception présentées dans le tableau 5. 8 en relation avec la géométrie de l'échangeur-stockeur. A noter que le facteur de forme B est le ratio entre la hauteur interne Z_i et la largeur interne de l'encapsulation Y_i tel que :

$$B = \frac{Z_i}{Y_i} \quad (5- 12)$$

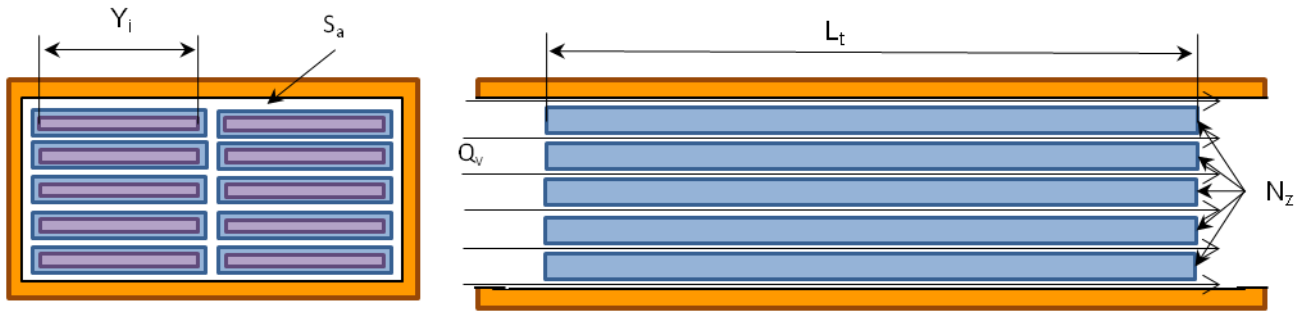


Figure 5. 6 : Schéma d'un échangeur-stockeur avec des variables de conception

La figure 5. 7 montre des exemples de géométries d'échangeur-stockeur en faisant varier la largeur Y_i et le facteur de forme de la section B et en fixant les autres variables à la valeur médiane de leur intervalle de variabilité. La masse de MCP par encapsulation dépend de variables géométriques Y_i , B et L_t . Par conséquent, la masse de MCP contenue dans l'échangeur-stockeur va influencer le nombre de colonnes (N_y) en fonction du nombre de rangées (N_r) fixé. Si la masse contenue dans un seul tube est supérieure à la masse totale contenue dans l'échangeur, la configuration est physiquement impossible. La zone grise correspond aux configurations d'échangeur-stockeur possibles. Les exemples proposés sont des géométries positionnées aux extrémités des intervalles de variabilité de B et Y_i . La géométrie au point rouge n'est pas montrée car les dimensions des encapsulations sont trop petites (de l'ordre du mm) et trop nombreuses (environ 400) pour être représentées.

5.3.2 Résultats de l'optimisation

5.3.2.1 Optimisation par la valeur du coût global

Pour évaluer la performance d'une solution candidate et la comparer avec les autres solutions, l'indice de performance est calculé à partir de la somme des coûts identifiés, dans le paragraphe 5.2.2., de la manière suivante :

$$IPG^{(1)} = \frac{1}{\sum \text{coût}} \quad (5- 13)$$

La figure 5. 9 détaille le processus du calcul de l'indice de performance globale $IPG^{(1)}$ à partir des variables de conception. A l'aide d'un algorithme génétique, une version optimisée du système a été obtenue après 81 itérations de 100 solutions comparées soit 8 100 solutions générées aléatoirement et testées. La figure 5. 8 montre l'évolution de la valeur maximale de l'indice de performance global (IPG) obtenue à chaque itération. La convergence de l'indice $IPG^{(1)}$ est obtenue au bout de 65 itérations.

Le système optimisé est composé d'un seul échangeur-stockeur contenant 8,53 kg de paraffine RT28HC. L'échangeur-stockeur est composé de 2 plaques de dimension 0,12 x 0,03 x 1,53 m. Les dimensions extérieures de l'échangeur sont 0,44 x 0,38 x 2,05 m. Le tableau 5. 10 montre les variables de conception du système actuel et la version optimisée.

Comme le montre le tableau 5. 11, le système optimisé pour une durée de vie de 30 ans représente un coût plus faible qu'un système de climatisation avec une économie de 3 312€ et que le système actuel avec une économie d'environ 6 459€. De plus, la version optimisée du système serait même économiquement plus rentable que l'absence de système. En effet, l'inconfort dans la maison sans système coûte 3 212 € sur 30 ans alors que la version optimisée coûte 2647€. Cependant, le critère de confort pour la version optimisée est dégradé par rapport au système actuel. Cette dégradation représente 20% par rapport au niveau sans système de

rafraîchissement (66% de réduction de l'inconfort avec le système actuel contre 46% pour le système avec la version optimisée).

Les figures 5.10 et 5.11 montrent respectivement une comparaison de la température intérieure de la maison équipée du prototype N°1 et de la version optimisée n°1 avec la température intérieure de la maison sans système de rafraîchissement. La comparaison des deux figures confirme bien la différence de confort entre les versions du système de rafraîchissement. De plus, la différence entre une maison sans système de rafraîchissement et une maison équipée de la version optimisée en figure 5. 11 est faiblement perceptible.

Comme le montre le tableau 5. 11, le système optimisé pour une durée de vie de 30 ans représente un coût plus faible qu'un système de climatisation avec une économie de 3 312€ et que le système actuel avec une économie d'environ 6 459€. De plus, la version optimisée du système serait même économiquement plus rentable que l'absence de système. En effet, l'inconfort dans la maison sans système coûte 3 212 € sur 30 ans alors que la version optimisée coûte 2647€. Cependant, le critère de confort pour la version optimisée est dégradé par rapport au système actuel. Cette dégradation représente 20% par rapport au niveau sans système de rafraîchissement (66% de réduction de l'inconfort avec le système actuel contre 46% pour le système avec la version optimisée).

Les figures 5.10 et 5.11 montrent respectivement une comparaison de la température intérieure de la maison équipée du prototype N°1 et de la version optimisée n°1 avec la température intérieure de la maison sans système de rafraîchissement. La comparaison des deux figures confirme bien la différence de confort entre les versions du système de rafraîchissement. De plus, la différence entre une maison sans système de rafraîchissement et une maison équipée de la version optimisée en figure 5. 11 est faiblement perceptible.

Variables de conception et de pilotage	Prototype N°1	Version optimisée n°1
Nombre d'échangeur – N_{ech} (-)	2	1
Nombre de rangées – N_z (-)	6	2
Longueur de l'échangeur-stockeur – L_t (m)	3,334	1,53
Largeur de l'encapsulation – Y_i (m)	0.026	0,12
Facteur de forme de l'encapsulation – B (-)	1,385	0,25
Masse de MCP par échangeur – m_{MCP} (kg)	100	8,53
Type de MCP	RT21	RT28
Section de passage de l'air – S_a (m ²)	0,0897	0,0361
Débit d'air – Q_a (m ³ .h ⁻¹)	300	206
Thermostat haut – T_{ON} (°C)	26	26,4
Thermostat bas – T_{OFF} (°C)	22	20,9

Tableau 5. 10 : Variables de conception et de pilotage du système actuel et du système optimisé

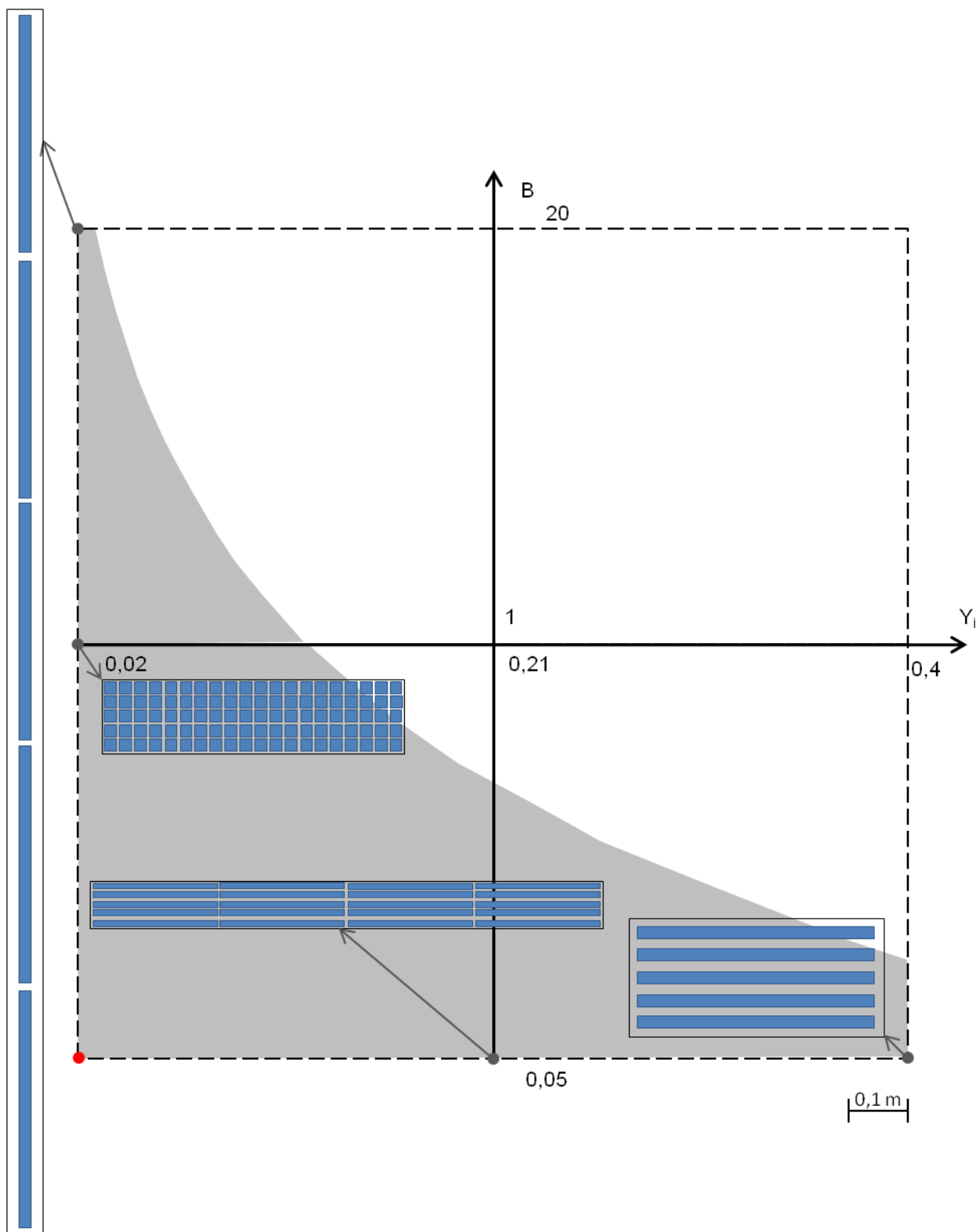


Figure 5. 7 : Exemples de géométries d'échangeur-stockeur possibles en faisant varier le ratio B et la largeur Y_i et en fixant à les autres variables : $N_z=5$; $L_i=2$ m : $M_{MCP}=62,5$ kg ; $S_a=0.068$ m².

Cette première optimisation en utilisant comme critère de performance la somme des objectifs pondérés par les valeurs monétaires a soulevé la question de satisfaction de la fonction de service. En effet, le critère représentant la fonction de service FS1 est traité au même niveau que les autres critères issus des contraintes. Or, le coût de fabrication du système élevé tend à dégrader le critère de confort. Malgré un coût sur le cycle de vie faible, le

système ne remplit plus sa fonction de service. Par conséquent, il a été choisi de séparer la fonction de service et les contraintes et d'utiliser la méthode OIA pour les agréger en indice de performance IPG⁽²⁾.

Critère	Sans système de rafraîchissement	Climatiseur 2kW (3 systèmes)	Prototype N°1	Version optimisée n°1
FS1 – Degré-heure (€)	3 212 (178,5°C.h ⁻¹ .an ⁻¹)	0	1 090 (60,6°C.h ⁻¹ .an ⁻¹)	17 309 (96,15°C.h ⁻¹ .an ⁻¹)
C1 – Encombrement	0	0	1 239	135,6
C5 – GWP 100a	0	573	148,7 (1352 kgCO ₂ eq)	57,78
C7 – Coût de fabrication avec mise en œuvre	0	5 160 (3 x 1720)	6 575	2 390
C7 – Coût d'usage	0	226	54,26	64,06
Coût sur le cycle de vie	3 212	5 959	9 106	2 647

Tableau 5. 11 : Comparaison des performances du système optimisé avec le système, la climatisation suivant les critères choisis précédemment

5.3.2.2 Optimisation par la méthode OIA

Comme évoqué dans le paragraphe 5.1.1, les fonctions d'acceptabilité ont besoin de points de contrôle établissant les intervalles d'acceptabilité. Dans ce cas, seule la fonction de minimisation est utilisée car le critère de coût global et l'inconfort doivent être minimisés. La valeur de l'inconfort avec le système actuel (60,6 °C.h.an⁻¹) a été choisie comme valeur maximale (y^{\max}) de l'intervalle pour calculer la valeur de la variable d'interprétation z_1 du critère d'inconfort. Concernant les contraintes, il a été choisi de conserver la somme des coûts car il est difficile de définir des intervalles pour chaque contrainte ainsi que des pondérations. le calcul de la variable d'interprétation z_2 représentant le coût des contraintes se base sur le coût du système de climatisation (5959 €) comme borne de la valeur maximale acceptable (y^{\max}). Les valeurs minimales des intervalles d'acceptabilité (y^{\min}) sont égales à 30% des valeurs y^{\max} pour les deux fonctions.

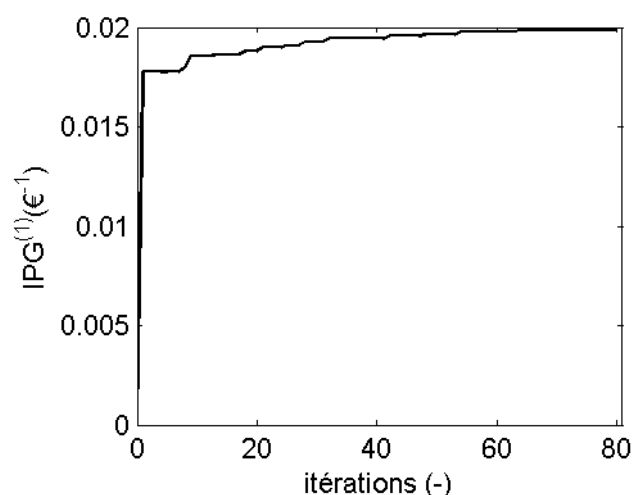


Figure 5. 8 : Indice de performance (IP₁) de la meilleur solution à

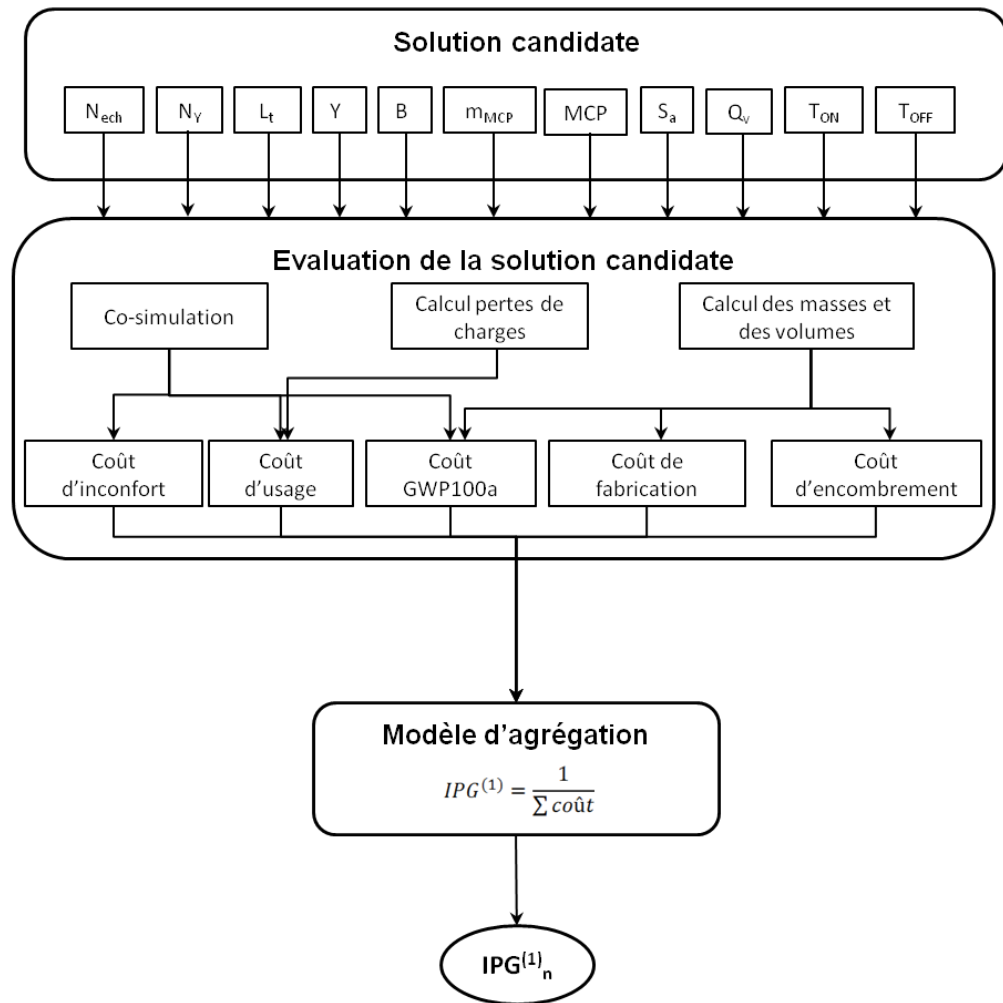


Figure 5. 9 : Schéma du processus de calcul de l'indice de performance global à partir des variables de conception et de pilotage avec la monétisation des variables de performance

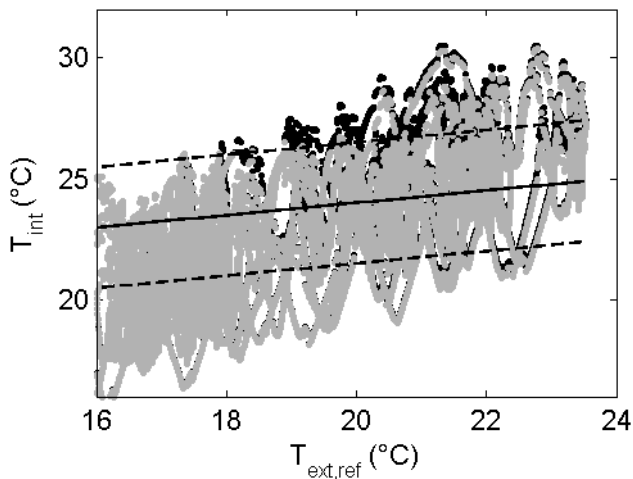


Figure 5. 10 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans systèmes de rafraîchissement (noir) et avec le prototype N°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre

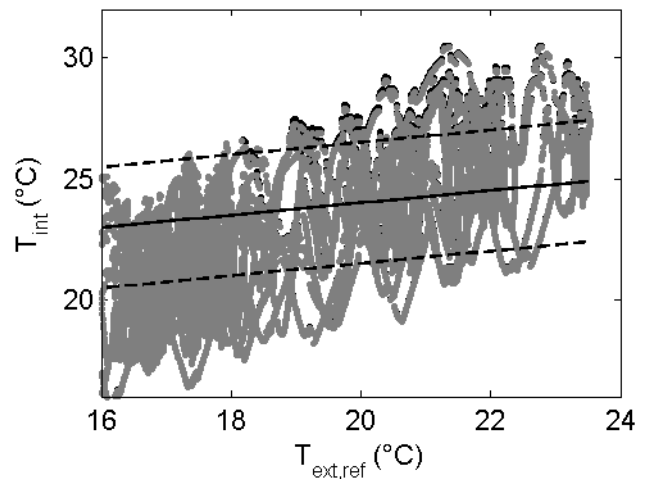


Figure 5. 11 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans systèmes de rafraîchissement (noir) et avec la version optimisée n°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre

La figure 5. 13 présente le processus permettant d'obtenir l'indice de performance global (IPG) à partir des variables de conception. Les performances du système actuel sont représentées sur les deux graphiques de fonctions d'acceptabilité par un point gris. N'ayant pas de pondération à affecter à chaque objectif, nous avons choisi d'agréger les objectifs en utilisant la valeur minimum des variables d'interprétation z_i , avec un niveau de compromis $s \rightarrow -\infty$. L'indice de performance globale s'exprime donc de la manière suivante :

$$IPG^{(2)} = \min [z_1, z_2] \quad (5- 14)$$

La convergence de l'optimisation est obtenue au bout de 29 itérations de 100 solutions testées à chaque fois. La figure 5. 12 montre l'évolution de l'indice de performance IPG en fonction des itérations.

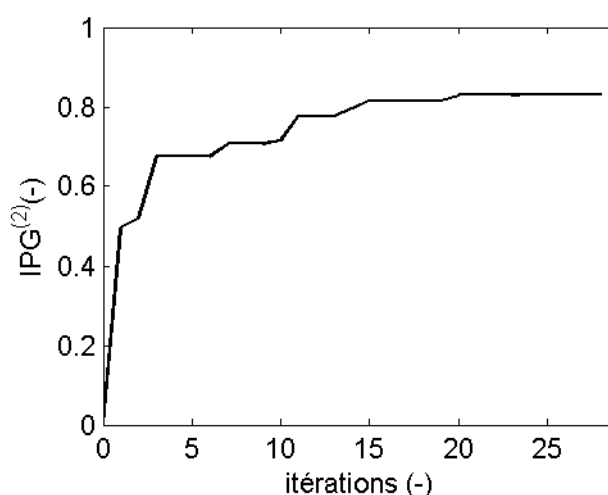


Figure 5. 12 : Indice de performance (IPG⁽²⁾) de la meilleure solution à chaque itération

La version optimisée n°2 du système comprend un seul échangeur-stockeur composé de 9 plaques (0,29 x 0,015 x 2,15 m) remplies au total de 63 kg de paraffine RT28HC(cf. tableau 5. 12). Les dimensions extérieures de l'échangeur-stockeur sont (0,36 x 0,35 x 2,65). Le débit de ventilation est de 275 m³.h⁻¹ et les consignes de température sont [19,6 ; 26,5].

Il est important de noter qu'aucun des variables de conception dans les versions optimisés n°1 et n°2 n'a atteint les extrémités des intervalles de variabilité définis dans le paragraphe 5.3.1. Ceci montre que les intervalles ont été bien choisis.

De plus, le tableau 5. 13 montre que l'inconfort de la version optimisée n°2 est inférieur à celle de la version actuelle du système avec un coût plus faible. Les figures 5.14 et 5.15 montre qu'à partir d'une température extérieure moyenne de 20°C le système optimisé réduit plus l'inconfort que le système actuel alors que la masse de paraffine est quasiment trois fois moins importante. Le système optimisé a un coût de fonctionnement plus élevé que le système actuel (cf. tableau 5. 13) mais le coût de fabrication est quasiment deux fois plus faible.

Variables de conception et de pilotage	Prototype N°1	Version optimisée n°1	Version optimisée N°2
Nombre d'échangeur – N_{ech} (-)	2	1	1
Nombre de rangées – N_z (-)	6	2	9
Longueur de l'échangeur-stockeur – L_t (m)	3,334	1,53	2,15
Largeur de l'encapsulation – Y_i (m)	0.026	0,12	0,29
Facteur de forme de l'encapsulation – B (-)	1,385	0,25	0,05
Masse de MCP par échangeur – m_{MCP} (kg)	100	8,53	63
Type de MCP	RT21	RT28	RT28HC
Section de passage de l'air – S_a (m ²)	0,0897	0,0361	0,06
Débit d'air – Q_a (m ³ .h ⁻¹)	300	206	275
Thermostat haut – T_{ON} (°C)	26	26,4	26,5
Thermostat bas – T_{OFF} (°C)	22	20,9	20

Tableau 5. 12 : Comparaison des variables de conception et de pilotage des systèmes de rafraîchissement : prototype N°1, version optimisée n°1, version optimisée n°2

-Critère	Sans système	Climatiseur 2kW (3 systèmes)	Prototype N°1	Version optimisée n°2
FS1 – Degré-heure °C.h ⁻¹ .an ⁻¹	178,5	0	60,6	52,7
C1 – Encombrement	0	0	1239	345
C5 – GWP 100a	0	573	148,7	81
C7 – Coût de fabrication avec mise en œuvre	0	5 160 (3 x 1 720)	6 575	3 360
C7 – Coût d'usage	0	226	54,26	169
Coût sur le cycle de vie hors inconfort	0	5 959	8016	3 955

Tableau 5. 13 : Comparaison des performances de la version optimisée n°2, du prototype N°1, du climatiseur et sans système

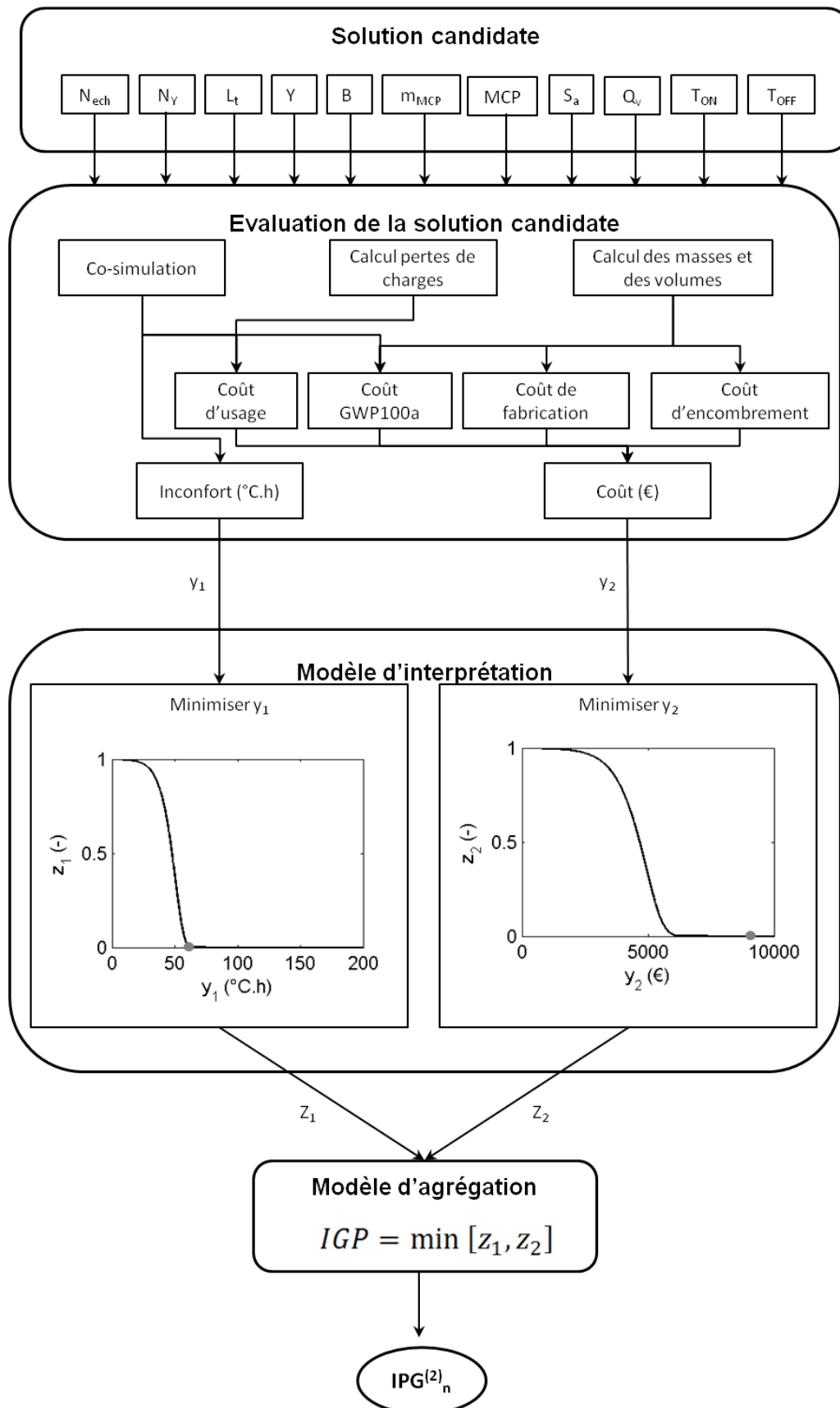


Figure 5. 13 : Schéma du processus de calcul de l'indice de performance global à partir des variables de conception et de pilotage avec la méthode OIA

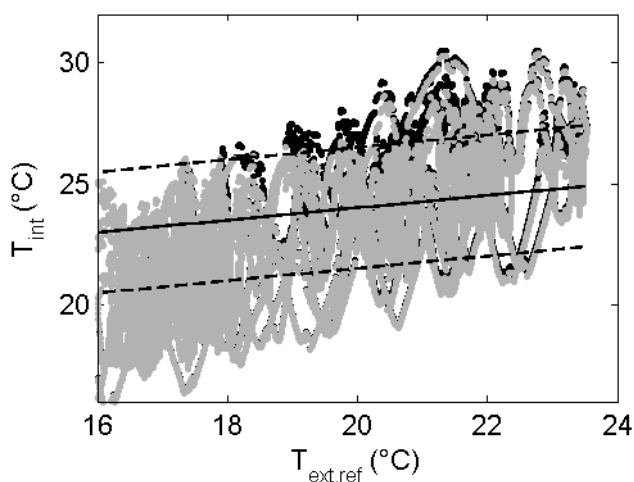


Figure 5. 14 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans système de rafraîchissement (noir) et avec le prototype N°1 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre

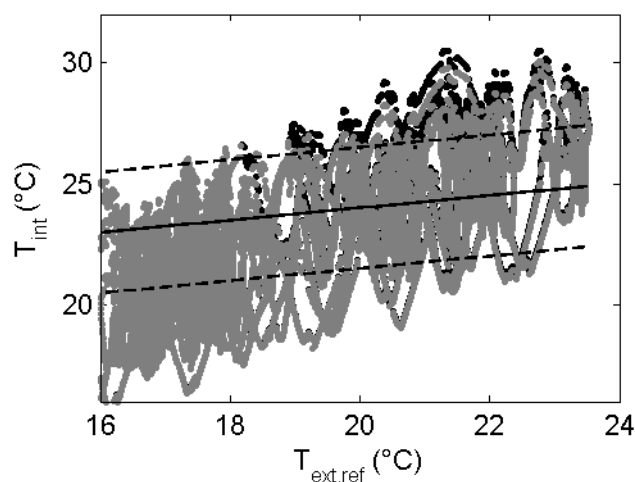


Figure 5. 15 : Température intérieure de NAPEVOMO en fonction de la température moyenne de référence sans système de rafraîchissement (noir) et avec la version optimisée n°2 (gris clair) ; simulations entre 5 mai et 22 octobre

Synthèse du chapitre 5

Dans ce chapitre, la première version d'un outil d'aide à la décision pour la conception préliminaire de système de rafraîchissement est présentée. Cet outil basé sur une méthode d'optimisation intégrée dans son modèle d'évaluation, les outils de simulation et de co-simulation présentés dans le chapitre 3. Après avoir défini les critères de performance en utilisant l'analyse fonctionnelle, chaque critère est converti en valeur monétaire.

Concernant l'optimisation, deux approches d'interprétation et agrégation ont été utilisées et comparées. La première interprétation consistant en la somme des critères convertis est la plus simple à mettre en place car contrairement aux fonctions d'acceptabilités utilisées dans la deuxième approche, elle ne nécessite pas de définir pour chaque critère, des intervalles d'acceptabilité. Cependant, son application a montré que la mauvaise performance d'un critère peut donner un système optimal. En effet, la version du système obtenu a des performances de confort plus faibles que la version actuelle, ce qui est réhibitoire selon nous.

La deuxième approche consiste à utiliser des fonctions d'acceptabilité variant entre 0 et 1 et une agrégation choisissant la valeur des DOI la plus faible. Le système obtenu après optimisation est plus performant des points de vue confort et économique que le système actuel. Cette première application est très encourageante et ouvre de nouvelles perspectives d'améliorations de l'outil telles que : compléter avec de nouveaux matériaux, affiner les procédés de fabrication possibles et les coûts associés.

Dans l'objectif de développer un système capable de satisfaire les besoins en confort d'été dans les secteurs résidentiel et tertiaire, il sera nécessaire de multiplier les différentes typologies de bâtiment et différentes météo pour déterminer s'il existe une ou plusieurs configurations pouvant satisfaire un maximum de situations. De plus, la base de données des matériaux devra être enrichie avec d'autres matériaux à changement de phase (avec des propriétés thermiques caractérisées précisément) et d'autres matériaux d'encapsulations (matières plastiques) avec des données standard sur les dimensions.

Cette optimisation a permis également d'invalidier un concept erroné qui a été appliqué sur les deux premiers prototypes. Il concerne le surdimensionnement de la masse de MCP installée dans les échangeurs. En effet, le

système installé dans la maison NAPEVOMO était initialement composé de 400 kg (200 kg de RT21 et 200 kg de RT28HC) et le système installé dans la maison SUMBIOSI utilise 250 kg. Ces importantes quantités de MCP ont été installées pour garantir une quantité de stockage suffisante. Mais l'optimisation a montré que 63 kg de RT28HC pouvait garantir des meilleures performances. La masse est probablement limitée par la capacité du système à régénérer la phase solide pendant la nuit.

Conclusion et perspectives

Conclusion

Ce travail de thèse s'inscrit dans un projet de développement d'un système de rafraîchissement à base de matériaux à changement de phase (MCP). Ce projet, porté par le CRT Nobatek en collaboration avec l'Institut de Mécanique et d'Ingénierie (I2M) de Bordeaux a pour objectif de proposer un système capable de maintenir le confort dans des bâtiments neufs ou existants et sujets à des surchauffes de l'ambiance intérieure pendant les périodes estivales.

Dans le **chapitre 1**, un portrait du contexte actuel du bâtiment en Europe et plus particulièrement en France est dressé du point de vue des réglementations et des labels. Un panorama des solutions techniques pour le maintien du confort d'été utilisée actuellement montre qu'il y a des opportunités technologiques pour des solutions alternatives. Ces solutions se doivent d'être en cohérence avec les réglementations, les labels et les certifications actuelles et futures. Dans cette optique, nous proposons un système actif de rafraîchissement d'air pour le bâtiment à base de matériaux à changement de phase apportant une inertie contrôlée et compacte supplémentaire au bâtiment à traiter.

Le **chapitre 2** présente une analyse de l'existant montrant qu'il existait des échangeurs-stockeurs avec des encapsulations et des surfaces d'échange de géométries différentes (sphère, tubes, plaques avec surface d'échange simple ou augmentée). Le constat de cette analyse est que la comparaison avec des critères statiques sur l'architecture des échangeurs-stockeurs (compacité et taux d'occupation du MCP) et sur les performances à partir des résultats expérimentaux (temps de cycles, efficacité) ne permettent pas de mettre en avant un système par rapport aux autres. Le travail de thèse s'est donc orienté sur le développement d'un outil d'aide à la conception préliminaire basé sur de la simulation du comportement thermique des échangeurs-stockeurs et des techniques d'optimisation. Cette stratégie permet de tester des milliers de configurations du système en un temps limité (de l'ordre du jour).

L'outil de simulation du comportement thermique d'échangeur-stockeurs développé dans le **chapitre 3** s'appuie sur un modèle thermique monodimensionnel exprimé sur les trois composantes principales d'un échangeur-stockeur : l'écoulement d'air, l'encapsulation et le MCP. Basé sur la formulation de surface équivalente, l'outil est capable de simuler différentes géométries d'encapsulation simple ou à surface augmentée. Toutefois, la simulation monodimensionnelle du comportement du MCP lors du changement de phase dans son encapsulation reste un verrou scientifique important à débloquent quelle que soit la géométrie. Par conséquent, l'étude présentée dans ce mémoire s'est focalisée sur la détermination du comportement du MCP dans des encapsulations de type cylindre à section rectangulaire dont la génératrice est horizontale ; le facteur de forme de la section (rapport hauteur, largeur) variant de 0,05 à 20.

Le couplage de l'outil de simulation d'échangeur-stockeur avec un modèle thermique de bâtiment permet d'obtenir les performances du système de rafraîchissement d'air en fonction du local à traiter et des données climatiques. La présentation de la co-simulation est basée sur le cas d'étude de la plateforme expérimentale de maison à énergie positive NAPEVOMO dont le modèle thermique est présenté.

Dans le **chapitre 4**, les performances du modèle thermique d'échangeurs-stockeurs et du modèle de co-simulation sont analysées par comparaison avec des mesures expérimentales. Tout d'abord, les mesures obtenues sur deux prototypes d'échangeurs-stockeurs avec un débit d'air constant et une température d'air en entrée contrôlée ont été comparées aux résultats numériques sous ces mêmes conditions. Le modèle thermique développé retranscrit le comportement dynamique des échangeurs-stockeurs avec des écarts de températures acceptables pour le cycle de rafraîchissement. Concernant le cycle de régénération, des écarts sur la prédiction de la température du MCP existent et sont non maîtrisés seulement pour le prototype N°1. Il serait donc intéressant d'approfondir l'étude des transferts thermiques pendant la solidification qui est une thématique très peu présente dans la littérature. L'analyse de sensibilité des performances du modèle a été réalisée en fonction

des variables d'expériences et de certaines propriétés thermo-physiques du MCP (chaleur latente, température de changement de phase, plage de changement de phase) pour mettre en évidence les hypothèses influençant le plus les résultats. Cette analyse a montré que l'hypothèse la plus influente est la température de changement de phase du MCP. Or, cette donnée est la plus incertaine lors de la caractérisation des propriétés thermo-physiques du MCP par calorimétrie. Par conséquent, Les MCP intégrés dans le modèle de simulation devront être caractérisés avec une méthode plus précise (DSC step-mode ou T-history) que celle utilisée actuellement (DSC avec consigne de température en rampe).

Les résultats du modèle de co-simulation ont été comparés aux températures mesurées sur la maison NAPEVOMO pendant le premier semestre 2013. Tout d'abord, le modèle thermique de la maison NAPEVOMO édité sous le logiciel Energy+ a été calé par rapport aux mesures obtenues pour la maison à thermostat fixé et en fonctionnement libre. Dans un second temps, la maison couplée au système de rafraîchissement d'air (prototype N°1) a été simulée en conditions de régulation du confort d'été. Malgré de nombreuses incertitudes sur les mesures et sur le comportement aéraulique de la maison, les résultats numériques restent fidèles aux mesures expérimentales. Cette première validation sera renforcée par l'étude des performances du prototype N°2 installé dans la maison SUMBIOSI. Les effets de couplage y seront moins importants ; car la distance entre les bouches de soufflage et d'extraction a été agrandie. De plus, le prototype est équipé d'un ensemble plus important de sondes de température dont la température du MCP ce qui manquait dans les mesures de NAPEVOMO.

Les outils de simulation développés et validés dans les chapitres 3 et 4 ont été intégrés dans un outil d'aide à la conception préliminaire dans le **chapitre 5**. Cet outil basé sur une méthode d'aide à la décision et un algorithme d'optimisation est capable de simuler des milliers de solutions de système pour converger vers un comportement optimum attendu par le concepteur. La comparaison des résultats entre les solutions s'appuie sur la définition d'un seul et unique critère (l'indice de performance globale) issu de l'agrégation des multiples critères de performance déterminés par l'analyse fonctionnelle.

A partir d'une analyse fonctionnelle, les critères ont été sélectionnés pour l'optimisation, suivant la fonction de service (le confort d'été), et les contraintes (l'encombrement, le coût de fabrication, le coût d'usage et l'encombrement). Dans ce chapitre, deux approches d'agrégation ont été testées : la somme des coûts sur le cycle de vie du système et la méthode OIA (Observation, Interprétation, Agrégation) utilisant des fonctions d'acceptabilité et des pondérations. Contrairement au système optimisé par la méthode OIA, le système optimisé par le coût n'a pas donné des performances satisfaisantes, car le coût de fabrication étant élevé, les performances sur le confort d'été en sont détériorées. L'optimisation avec la méthode OIA a permis d'obtenir un système dont les performances de confort sont améliorées par rapport aux systèmes installés dans NAPEVOMO avec un coût sur le cycle de vie plus faible. Cette première application de l'outil d'aide à la conception a mis en évidence qu'il était possible d'obtenir un système plus performant avec une masse de MCP trois fois moindre.

Apport de la thèse

Ce travail de thèse a permis de débloquent de manière partielle ou totale les verrous scientifiques identifiés en début de thèse.

Premièrement, les connaissances sur le changement de phase ont été acquises et produites pour les configurations des prototypes présentés permettant ainsi d'établir la démarche pour compléter le catalogue des corrélations avec de nouvelles géométries identifiées comme intéressantes.

Deuxièmement, les modèles développés permettent la simulation du comportement thermique d'échangeurs-stockeurs avec diverses géométries couplés à la zone à rafraîchir.

Troisièmement, les dispositifs expérimentaux mis en place permettent la validation des modèles en ambiance contrôlée et en situation réelle. Les différents essais expérimentaux ont mis en évidence l'enjeu de la maîtrise de la diffusion de l'air dans l'échangeur et dans le bâtiment.

Finalement, un premier outil d'optimisation a été développé posant les bases d'une méthodologie de conception préliminaire pour les systèmes de rafraîchissement utilisant des matériaux à changement de phase

Perspectives

Ce travail de thèse a permis de mettre en place des outils permettant de simuler le comportement thermique d'échangeur-stockeur intégrant des matériaux à changement de phase et leur influence dans un système de rafraîchissement pour le bâtiment et s'ouvrent vers de nombreuses perspectives.

Tout d'abord du point de vue technique, l'outil d'aide à la conception, enrichi de nouveaux matériaux et de nouvelles géométries d'encapsulation, permettra de concevoir les prochains prototypes et définir une gamme d'échangeur-stockeurs répondant à un maximum de configuration de bâtiments et de climats en France, en Europe et dans le monde. Dans l'optique de proposer un système sur le marché, un outil de préconisation sera développé se basant sur le modèle de co-simulation et la gamme d'échangeur-stockeur. Les bureaux d'études en génie climatique et en thermique pourront ainsi tester le système suivant différentes configurations et le conseiller dans des projets de maîtrise d'œuvre.

D'un point de vue scientifique, l'étude des MCP a ouvert plusieurs axes de développement de leur utilisation dans le bâtiment en particulier pour le stockage de l'énergie solaire. Ce travail de thèse a permis également d'acquérir une base de connaissances sur le stockage de chaleur et donc pourra être exploité dans le cadre d'étude d'approvisionnement énergétique de bâtiments voire de quartiers. De plus, La méthode OIA utilisée dans ce travail pour la conception préliminaire d'un système pourrait être utilisée plus largement dans l'aide à la décision pour l'approvisionnement énergétique de bâtiment neuf ou pour le choix de solutions de réhabilitation des bâtiments.

Références

Les références sont classées par ordre alphabétique selon l'initiale du nom du premier auteur.

ADEME, 2009. Energie et Climat : Chiffres clés.

ADEME, 2012. Les Fiches techniques de l'Ademe ; LEs pompes à chaleur électriques pour l'habitat individuel.

Adnot, J., Riviere, P., Marchio, D., Becirspahic, S., Lopes, C., Blanco, I., Perez-Lombard, L., Ortiz, J., Papakonstantino, N., Doukas, P., 2003. Energy efficiency and certification of central air conditioners (EECCAC). Final Rep. 1.

Amitrano, D., 2006. Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien ». Arch. Ouvert.

Andaloro, A.P.F., Salomone, R., Ioppolo, G., Andaloro, L., 2010. Energy certification of buildings: A comparative analysis of progress towards implementation in European countries. Energy Policy 38, 5840-5866.

Arkar, C., Medved, S., 2005. Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres. Thermochim. Acta 438, 192-201.

Arkar, C., Medved, S., 2007. Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system. Sol. Energy 81, 1078-1087.

Arkar, C., Vidrih, B., Medved, S., 2007. Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building. Int. J. Refrig. 30, 134-143.

Assis, E., Katsman, L., Ziskind, G., Letan, R., 2007. Numerical and experimental study of melting in a spherical shell. Int. J. Heat Mass Transf. 50, 1790-1804.

Bejan, A., 1992. Single correlation for theoretical contact melting results in various geometries. Int. Commun. Heat Mass Transf. 19, 473-483.

Benoit, Y., 2014. La maison à ossature bois par les schémas: Manuel de construction visuel. Editions Eyrolles.

Béranger, B., 2013. Les pompes à chaleur. Editions Eyrolles.

Birdsall, B., Buhl, W.F., Ellington, K.L., Erdem, A.E., Winkelmann, F.C., 1990. Overview of the DOE-2 building energy analysis program. Rep. LBL-19735m Rev W Lawrence Berkeley Lab. Berkeley CA.

Boulet, S., 2009. Caractérisation du confort hygrothermique et acoustique dans les constructions à base de bois. Chambéry.

Bruneau, D., Lagièrre, P., Armand, S., Bourgogne, G., Bodennec, J., 2010. Analyse des conditions de confort d'un bâtiment solaire à énergie positive : la maison Napevomo au Solar Decathlon Europe 2010. Présenté à 1ère Conférence Franco-Syrienne sur les énergies Renouvelables, Damas, Syria.

Cabeza, L.F., Castell, A., Barreneche, C., de Gracia, A., Fernández, A.I., 2011. Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review. Renew. Sustain. Energy Rev. 15, 1675-1695.

Centre for Life Cycle Inventories, s.d. The ecoinvent Database [WWW Document]. URL <http://www.ecoinvent.org/database/> (consulté le 1.20.14).

- Certivéa, 2012. Guide pratique du référentiel pour la qualité environnementale des bâtiments. Certivéa.
- Chiu, J.N.W., Gravoille, P., Martin, V., 2013. Active free cooling optimization with thermal energy storage in Stockholm. *Appl. Energy* 109, 523-529.
- Chlela, F., 2008. Développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à basse consommation d'énergie. Université de La Rochelle.
- Collignan, A., 2011. Méthode d'optimisation et d'aide à la décision en conception mécanique : Application à une structure aéronautique. Université Sciences et Technologies - Bordeaux I.
- Comité Européen de Normalisation, 2006. EN ISO 7730 : Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local.
- Comité Européen de Normalisation, 2007. Critères d'ambiance intérieure pour la conception et évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique, E51-762.
- Commission of the European Communities, 2009. Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for air conditioners and comfort fans (Full Impact Assessment No. 2009/125/EC). Bruxelles.
- Costa, M., Buddhi, D., Oliva, A., 1998. Numerical simulation of a latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction. *Energy Convers. Manag.* 39, 319-330.
- CSTB, 2011. Méthode de calcul Th-BCE 2012.
- CSTB, 2012. Guide réglementation thermique 2012.
- CYPE, s. d. CYPECAD MEP [WWW Document]. URL <http://www.cype.fr/> (consulté le 10.9.13).
- De Dear, R., Brager, G.S., 1998. Developing an adaptive model of thermal comfort and preference.
- De Munck, C., Pigeon, G., Meunier, F.-E., Tréméac, B., Bousquet, P., Merchat, M., Poeuf, P., Marchadier, C., 2010. *Projet CLIM² : Climat urbain et climatisation (Rapport scientifique)*. CNRM-GAME, CNAM-LGP2ES, Climspace.
- DeDear, R., Brager, G., Cooper, D., 1997. Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference: Final Report [on] ASHRAE RP-884. Macquarie Research Limited.
- DesignBuilder Software Ltd, s. d. DesignBuilder - Building design, simulation and visualisation - Building Simulation... Made Easy [WWW Document]. URL <http://www.designbuilder.co.uk/> (consulté le 10.9.13).
- Detzer, R., Boiting, B., 2008. Room temperature conditioner. ES2298636 (T3) Abstract of corresponding document: EP1455156 (A2).
- Dolado, P., Lazaro, A., Marin, J.M., Zalba, B., 2011. Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation. *Energy Convers. Manag.* 52, 1890-1907.
- Dolado, P., Lázaró, A., Zalba, B., Marín, J.M., 2006. Numerical simulation of the thermal behaviour of an energy storage unit with phase change materials for air conditioning applications between 17°C and 40°C, in: *Proceedings of ECOSTOCK, 10th International Conference on Thermal Energy Storage*, Stockton, USA.

- Dubovsky, V., Ziskind, G., Letan, R., 2011. Analytical model of a PCM-air heat exchanger. *Appl. Therm. Eng.* 31, 3453-3462.
- Dutil, Y., Rousse, D.R., Salah, N.B., Lassue, S., 2010. A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations. *Renew. Sustain. Energy Rev.*
- Ecocampus, s. d. TEHOR, macro-capteur sabs fil des paramètres ambiants d'un local [WWW Document]. URL <http://www.ecocampus.net/tehor/> (consulté le 12.11.13).
- EduPack, C.E.S., 2007. The Cambridge Engineering Selector. Granta Design, Rustat House.
- Ekomy Ango, S., Bruneau, D., Sebastian, P., Sommier, A., 2011. Caractérisation expérimentale des performances d'un échangeur à faisceau tubulaire air/MCP, in: *Proceedings of SFT 2011 Congress*. SFT, Perpignan, France, p. 1005-1011.
- Ekomy Ango, S.B., 2011. Contribution au stockage d'énergie thermique en bâtiment: développement d'un système actif à matériaux à changement de phase (Ph.D thesis). Arts et Métiers ParisTech, Talence, France.
- Electricité 2030 : Quels choix pour la France ?, 2013. . Union Française de l'Electricité.
- Energie+, 2004. Cahier des charges énergétique : Installation de climatisation.
- Feldmann, C., Schwarzberg, C., 2009. Confort d'été et isolation thermique. *Chauff. Vent. Cond. Air*.
- Fieback, K., Laube, A., Kutzker, L., 2003. Method for Heating and Cooling a Room and a Building with a Plurality of Rooms. WO03102484 (A2).
- Flieback Klaus, Schmitz Antonius Hubertus Henr, Kutzker Adelheid, Bosselar Jacob Adriaan, 2005. Suspended Ceiling with Latent Heat Storage Elements. WO2005075916 (A1).
- FilFli, S., 2006. Optimisation bâtiment/système pour minimiser les consommations dues à la climatisation. Mines de Paris.
- Gasparin, N., Lalanne, N., 2011. Retour d'expérience sur les puits canadiens (No. BO-F10029). Arts et Métiers ParisTech, Bordeaux, France.
- Givoni, B., 1992. Comfort, climate analysis and building design guidelines. *Energy Build.* 18, 11-23.
- Gonçalves, H., Camelo, S., 2009. Keep Cool: Recommendations on summer energy efficiency on national building codes (No. Task 2.3 deliverable 2.3). LNEG, National Laboratoirt of Energy and Geology.
- Gratia, E., Herde, A.D., 2006. Thermique des immeubles de bureaux. Presses univ. de Louvain.
- Grignon-Massé, L., 2010. Développement d'une méthodologie d'analyse coût-bénéfice en vue d'évaluer le potentiel de réduction des impacts environnementaux liés au confort d'été: cas des climatiseurs individuels fixes en France métropolitaine. École Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- Groupe Moniteur, 2010. Batiprix 2011. volume 2 : Equipements techniques. Groupe Moniteur, Paris.
- Harrington, E.C., 1965. The desirability function. *Ind. Qual. Control* 21, 494-498.
- Hed, G., Bellander, R., 2006. Mathematical modelling of PCM air heat exchanger. *Energy Build.* 38, 82-89.

- Hénon, A., Dugué, A., Lagièrre, P., Sébastien, P., 2012. Modélisation du comportement thermique dynamique des bâtiments: un outil adapté à l'échelle patrimoniale et à la problématique de rénovation.
- Hirata, T., Makino, Y., Kaneko, Y., 1991. Analysis of close-contact melting for octadecane and ice inside isothermally heated horizontal rectangular capsule. *Int. J. Heat Mass Transf.* 34, 3097-3106.
- Hirata, T., Makino, Y., Kaneko, Y., 1993. Analysis of natural convection melting inside isothermally heated horizontal rectangular capsule. *Wärme- Stoffübertrag.* 28, 1-9.
- Incropera, F.P., De Witt, D.P., 1985. *Fundamentals of heat and mass transfer* 532.
- Jaworski, M., Łapka, P., Furmański, P., 2014. Numerical modelling and experimental studies of thermal behaviour of building integrated thermal energy storage unit in a form of a ceiling panel. *Appl. Energy* 113, 548-557.
- Khalifa, K., 1999. Analyse du cycle de vie : Problématique de l'évaluation des impacts. *Tech. Ing. Environ.* G3.
- Khan, N., Su, Y., Riffat, S.B., 2008. A review on wind driven ventilation techniques. *Energy Build.* 40, 1586-1604.
- Kuperus Ko, Bouwman Irin, 2007. Open Ceiling Containing Phase Change Material. WO2007039221 (A1).
- Lacroix, M., 1993. Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit. *Sol. Energy* 50, 357-367.
- Lacroix, M., 2001. Contact melting of a phase change material inside a heated parallelepipedic capsule. *Energy Convers. Manag.* 42, 35-47.
- Lamberg, P., 2004. Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage. *Appl. Energy* 77, 131-152.
- Lamberg Piia, 2001. Air Conditioning Method and System for Indoor Use Including Cyclic Charging and Discharging of Heat. WO0138810 (A2).
- Lopez, J., 2007. Nouveaux matériaux graphite/sel pour le stockage d'énergie à haute température. Étude des propriétés de changement de phase. Université Sciences et Technologies - Bordeaux I, Université Sciences et Technologies - Bordeaux I.
- Maïzia, M., 2007. Pompe à chaleur et habitat. Prospective des consommations d'énergie et des émissions de CO2 dans l'habitat: les gisements offerts par les pompes à chaleur. *Cah. CLIP* 18, 1-47.
- McKay, M.D., 1995. Evaluating prediction uncertainty. US Nuclear Regulatory Commission.
- MEDDTL, 2006. Réglementation thermique : méthode de calcul Th-CE 2005.
- MEDDTL, 2011. plaquette RT2012 [WWW Document]. URL http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/DGALN_plaquetteRT2012_avril2011.pdf (consulté le 10.1.13).
- Mehling, H., Cabeza, L.F., 2008. Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications. Springer.
- METEOTEST, s. d. Meteonorm [WWW Document]. URL <http://meteonorm.com/> (consulté le 10.10.13).
- Miranda, J., 2012. Weighting factors for the criteria of a building sustainability assessment tool (DGNB).

- Nagano, K., Takeda, S., Mochida, T., Shimakura, K., Nakamura, T., 2006. Study of a floor supply air conditioning system using granular phase change material to augment building mass thermal storage–Heat response in small scale experiments. *Energy Build.* 38, 436–446.
- NF, X., 1991. X 50-151, Analyse de la Valeur, Analyse Fonctionnelle–Expression fonctionnelle du besoin et Cahier des Charges Fonctionnel. AFNOR, Paris.
- Nghiem, T., 2010. MLE+: a Matlab-EnergyPlus Co-simulation Interface.
- Nicol, F., Humphreys, M., 2010. Derivation of the adaptive equations for thermal comfort in free-running buildings in European standard EN15251. *Build. Environ.* 45, 11–17.
- Noé21, 2012. *Rafraîchissement sans air conditionné: Etude sur les alternatives.* Genève.
- Novakovic, A., Cvetkovic, D., 2013. Fuzzy controller synthesis for building shading control. *Cent. Qual.*
- NREL, 2010. National Renewable Energy Laboratory: OpenStudio [WWW Document]. URL <http://openstudio.nrel.gov/> (consulté le 9.28.13).
- Olesen, B.W., 2007. The philosophy behind EN15251: Indoor environmental criteria for design and calculation of energy performance of buildings. *Energy Build.* 39, 740–749.
- Pahud, D., Belliardi, M., Caputo, P., 2012. Geocooling potential of borehole heat exchangers' systems applied to low energy office buildings. *Renew. Energy* 45, 197–204.
- Parlement européen, Conseil de l'Union Européenne, 2002. Directive 2002/91/CE sur la performance énergétique des bâtiments, 2002/91/CE.
- PCM Products, 2013. Thermal storage catalogue [WWW Document]. URL http://www.pcmproducts.net/files/thermal_storage_catalogue.pdf (consulté le 10.26.13).
- PCM-Systems | emco klima [WWW Document], 2013. URL <http://www.emco-klima.com/de-en/products/emcovent/pcm-systems.html> (consulté le 10.24.13).
- PCP Australia, 2013. Phase Change Products Pty Ltd (PCP) [WWW Document]. URL <http://pcpaustralia.com.au/pcm-range-products/> (consulté le 10.26.13).
- Percebois, J., Mandil, C., 2012. Rapport énergies 2050. Rapp. Groupe Trav. Présidé Par Jacques Percebois Cent. Analyse Strat.
- Peuportier, B., Sommereux, I., 1990. Simulation tool with its expert interface for the thermal design of multizone buildings. *Int. J. Sol. Energy* 8, 109–120.
- Pout, C., Hitchin, E.R., 2008. The future environmental impact of room air conditioners in Europe. Présenté à Air conditioning and the low carbon challenge, Network for Comfort and Energy Use in Buildings, Winsor, UK.
- QUALITEL, 2012. *Habitat et Environnement : Référentiel Millésime 2012.*
- Quirante, T., 2012. Modelling and numerical optimization methods for decision support in robust embodiment design of products and processes. Bordeaux 1.
- Rakotosaona, R., 2005. Etude et modélisation des équilibres liquide/solide et solide/solide dans des mélanges binaires de n-alcanes linéaires et des mélanges multiconstituants. Vandoeuvre-les-Nancy, INPL.

- RG Energy Efficiency Systems, 2013. Phase Change Material (PCM) SavENRG [WWW Document]. URL <http://rgees.com/products.php> (consulté le 10.26.13).
- Rocard, M., 2009. Rapport de la conférence des experts et de la table ronde sur la contribution Climat et Énergie. Ministère de l'écologie, du développement durable et de la mer.
- Rodriguez-Ubinas, E., Ruiz-Valero, L., Vega, S., Neila, J., 2012. Applications of Phase Change Material in highly energy-efficient houses. *Energy Build.* 50, 49-62.
- RubiTherm GmbH, 2011. RT - data sheets [WWW Document]. www.rubitherm.com. URL www.rubitherm.com (consulté le 10.7.11).
- Scott, M.J., Antonsson, E.K., 1998. Aggregation functions for engineering design trade-offs. *Fuzzy Sets Syst.* 99, 253-264.
- Sebastian, P., Quirante, T., Ho Kon Tiat, V., Ledoux, Y., 2010. Multi-objective optimization of the design of two-stage flash evaporators: Part 2. Multi-objective optimization. *Int. J. Therm. Sci.* 49, 2459-2466.
- Sleeswijk, A.W., van Oers, L.F.C.M., Guinée, J.B., Struijs, J., Huijbregts, M.A.J., 2008. Normalisation in product life cycle assessment: An LCA of the global and European economic systems in the year 2000. *Sci. Total Environ.* 390, 227-240.
- Stanković, S.B., Kyriacou, P.A., 2013. Improved measurement technique for the characterization of organic and inorganic phase change materials using the T-history method. *Appl. Energy* 109, 433-440.
- Stritih, U., Butala, V., 2010. Experimental investigation of energy saving in buildings with PCM cold storage. *Int. J. Refrig.* 33, 1676-1683.
- Takeda, S., Nagano, K., Mochida, T., Shimakura, K., 2004. Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material. *Sol. Energy* 77, 329-338.
- Tan, F.L., Hosseinzadeh, S.F., Khodadadi, J.M., Fan, L., 2009. Experimental and computational study of constrained melting of phase change materials (PCM) inside a spherical capsule. *Int. J. Heat Mass Transf.* 52, 3464-3472.
- Turnpenny, J.R., Etheridge, D.W., Reay, D.A., 2000. Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings.: Part I: testing and theoretical modelling. *Appl. Therm. Eng.* 20, 1019-1037.
- US Department of Energy, s. d. Building Technologies Office: EnergyPlus Energy Simulation Software [WWW Document]. URL <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/> (consulté le 9.28.13).
- Vakialtojar, S.M., Saman, W., 2001. Analysis and modelling of a phase change storage system for air conditioning applications. *Appl. Therm. Eng.* 21, 249-263.
- Voller, V.R., 1990. Fast Implicit Finite-Difference Method for the Analysis of Phase Change Problems. *Numer. Heat Transf. Part B Fundam.* 17, 155-169.
- Zalba, B., 2002. Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Procedimiento experimental. Ph. D. Thesis, University of Zaragoza (Spain).
- Zalba, B., Marin, J.M., Cabeza, L.F., Mehling, H., 2003. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Appl. Therm. Eng.* 23, 251-283.
- Zhang, Y., Faghri, A., 1996. Semi-analytical solution of thermal energy storage system with conjugate laminar forced convection. *Int. J. Heat Mass Transf.* 39, 717-724.

- Zhao, J., Lam, K.P., Ydstie, B.E., s. d. EnergyPlus Model-bases predictive control (EPMPC) by using MATLAB/SIMULINK and MLE+.
- Zukowski, M., 2007. Experimental study of short term thermal energy storage unit based on enclosed phase change material in polyethylene film bag. *Energy Convers. Manag.* 48, 166–173.

Dissémination

Congrès nationaux et internationaux

Rouault, F., Sebastian, P., Bruneau, D., Ekomy Ango, S., Nadeau, J.-P., 2011, Numerical modelling of a real-scale air/PCM heat exchanger behaviour for free-cooling in buildings, Présenté à : 6th International Renewable Energy Storage Conference (IRES), Berlin, Allemagne.

Rouault, F., Bruneau, D., Sebastian, P., Lopez, J., 2012, Numerical modeling and experimental study of a box-section tube bundle thermal energy storage for free-cooling of buildings, Présenté à : 12th International Conference on Energy Storage (InnoStock 2012), Lleida, Espagne.

Rouault, F., Bruneau, D., Ekomy Ango, S., Sebastian, P., Nadeau, J.-P., Lopez, J., 2012, Analyse expérimentale et modélisation d'un échangeur-stockeur contenant des matériaux à changement de phase, Présenté à : Congrès Français de Thermique (SFT 2012), Bordeaux, France.

Rouault, F., Roman Bonachera, A., Bruneau, D., Ekomy Ango, S., Sebastian, P., Lopez, J., 2013, Evaluation des performances et modélisation du comportement thermique d'un échangeur-stockeur pour le rafraîchissement de l'air, Présenté à : 21^{ème} Congrès Français de Mécanique, Bordeaux, France.

Article publié

Rouault, F., Bruneau, D., Sebastian, P., Lopez, J., 2013. Numerical modelling of tube bundle thermal energy storage for free-cooling of buildings. Applied Energy 111, 1099-1106.

Article soumis

Rouault, F., Bruneau, D., Sebastian, P., Lopez, J., 2014, Experimental investigation and modelling of a low temperature PCM thermal energy storage system, Energy and Buildings special issue SD Europe 2012.

Annexes

Annexe A	: Confort thermique dans les bâtiment.....	137
Annexe B	: Inventaire des matériaux à changement de phase.....	139
B.1	Inventaires des matériaux inorganiques	139
B.2	Inventaires des matériaux organiques.....	142
B.3	Inventaire des matériaux non-classés	145
Annexe C	: Composition de parois et scénarios de la maison NAPEVOMO	147
C.1	Composition de l'enveloppe.....	147
C.2	Scénarios	152
Annexe D	Résultats d'expériences des échangeur-stockeurs des prototypes N°1 et N°2	155
D.1	Résultats expérimentaux du prototype N°1	155
D.2	Résultats expérimentaux et numérique du prototype N°2 en position horizontale.....	157

Annexe A : Confort thermique dans les bâtiment

Type de bâtiment ou d'espace	Catégorie	Température opérative °C	
		Minimum pour le chauffage (saison hivernale), ~ 1,0 clo	Maximum pour le rafraîchissement (saison estivale), ~ 0,5 clo
Bâtiments d'habitation : pièces de séjour (chambres, séjour, cuisine, etc.) Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	18,0	27,0
Bâtiments d'habitation : autres espaces (rangements, circulations, etc.) Station debout — marche ~ 1,6 met	I	18,0	
	II	16,0	
	III	14,0	
Bureau individuel (fermé) Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Bureau paysagé (ouvert) Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Salle de réunion Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Auditorium Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Cafétéria/Restaurant Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Salle de classe Sédentaire ~ 1,2 met	I	21,0	25,0
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
École maternelle Station debout — marche ~ 1,4 met	I	19,0	24,5
	II	17,5	25,5
	III	16,5	26,0
Grand magasin Station debout — marche ~ 1,6 met	I	17,5	24,0
	II	16,0	25,0
	III	15,0	26,0

Tableau A. 1 : Exemple de températures intérieures de base recommandées pour la conception de bâtiment et des systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation d'après (Comité Européen de Normalisation, 2007)

Annexe B : Inventaire des matériaux à changement de phase

B.1 Inventaires des matériaux inorganiques

Nom	Type	Température de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Densité (kg.m ⁻³)
ZnCl ₂ 3H ₂ O	Substance pure	10	-	-	-
K ₂ HPO ₄ 6H ₂ O	Substance pure	13	-	-	-
55%CaCl ₂ 6H ₂ O + 55% CaBr ₂ 6H ₂ O	Eutectique	14,7	140		
2 NaOH 6H ₂ O	Substance pure	[15-15,4]	-	-	-
Na ₂ CrO ₄ 10H ₂ O	Substance pure	18	-	-	-
Mn(NO ₃) 6H ₂ O +MgCl ₂ 6H ₂ O		15-25	125,9		
45-52% LiNO ₃ 3H ₂ O +48-55% Zn(NO ₃) ₂ 6H ₂ O		17,2	220		
KF 4H ₂ O	Substance pure	18,5	231	-	1447 (l)/1455 (s)
FeBr ₃ 6H ₂ O	Sel hydraté	21	105		
55-65% LiNO ₃ 3H ₂ O + 35-45% Ni(NO ₃) ₂	Mélange inorganique	24,2	230		
45% Ca(NO ₃) ₂ 6H ₂ O+55% Zn(NO ₃) ₂ 6H ₂ O	Mélange inorganique	25	130		
66.6% CaCl ₂ 6H ₂ O + 33.3% MgCl ₂ 6H ₂ O	Eutectique	25	127		1590
Mn(NO ₃) ₂ 6H ₂ O	Substance pure	25,8	125,9	-	1562 (l)
48%CaCl ₂ +4.3% NaCl+0.4%KCl+47,3% H ₂ O	Eutectique	26,8	188		1640
4,3% NaCl+0,4%		27	188		

KCl+48% CaCl ₂ +47,3% H ₂ O					
CaCl ₂ 6H ₂ O	Sel hydraté	[29-29,2]	[171-192]	0,540 (l) / 1,088 (s)	1562 (l)/[1620-1820] (s)
CaCl ₂ 12H ₂ O	Sel hydraté	29,8	174		
Ga+ [Ga-NH ₄]	Eutectique	29,8			
Ga		30	80,9		
LiNO ₃ 3H ₂ O	Substance pure	30	296	-	-
67% Ca(NO ₃) ₂ +33% Mg(NO ₃) ₂	Mélange inorganique	30	136		
47% Ca(NO ₃) ₂ 4H ₂ O +33%Mg(NO ₃) ₂ 4H ₂ O	Eutectique	30	136	-	-
60% Na(CH ₃ COO) 3H ₂ O + 40% CO(NH ₂) ₂	Eutectique	31,5	226		

Tableau B. 1 : Matériau inorganique de laboratoire

Nom			Type	Température de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Densité (kg.m ⁻³)
PC 14	(PCP	CaCl+CaBr		14	145	1(s) – 0,5 (l)	1500 (s)-2500 (l)
ClimSel (Climator)			C15	Sel hydraté	15	130	
S15 (PlusICE)					15	160	0,43
S17 (PlusICE)				Commercial (sh)	17	160	0,43
PC17	(PCP	CaCl+CaBr		17	145	1(s) – 0,5 (l)	1500 (s)-2500 (l)
S19 (PlusICE)				Commercial (sh)	19	160	0,43
S21 (PlusICE)					21	170	0,54
PCM- HS22P				22-23	185	0,54(l)-1,09(s)	1540 (l)-1850 (s)
ClimSel (Climator)			C23	Sel hydraté	23	148	1480
S23 (PlusICE)					23	175	0,54
PCM- HS24P				24-25	185	0,54(l)-1,09(s)	1540 (l)-1850 (s)
S25 (PlusICE)				25	180	0,540	2200
PC25	(PCP	Ca+Mn+Cl		25	150	0,11(s)-0,54 (l)	1730 (s)-2730 (l)
STL27 (Mitsubishi)				Sel hydraté	27	213	1090
S27 (Cristopia)				Sel hydraté	27	280	0,540
AC27				Sel hydraté	27	207	1,47
E28 (EPS Ltd)					28	193	0,21
TH29 (TEAP)					29	188	
PCM –	HS29P	CaCl2 basé		29	190	0,54	1540 (l)-1840 (s)
PC29				CaCl	29	188	0,11(s)-0,54 (l)
S30					30	248	0,48

Tableau B. 2 : Matériau inorganique commerciaux

B.2 Inventaires des matériaux organiques

Nom	Type	Température de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Densité (kg.m ⁻³)
Paraffine C15	Substance pure	10	205		
Tetrabutyl ammoniumbromide		10-12	193-199		
Isopropyl palmitate		11	95-100		
90% acide caprique +10% acide laurique	Mélange acide gras	13,3	142,2		
38,5% triéthyloléthane+31,5% H2O+30% urea	Mélange organique	13,4	160		
Propyl palmitate	Organique	16-19	186		
Acide caprylique	Acide gras	16	148,5		
Dimethyl sulfoxide	Organique	16,5	85,7		
Paraffine C16	Substance pure	16,5			
Acide acétique	Acide gras	16,7	184		
45% acide caprique+55% acide laurique	Mélange acide gras	17-21	143		
48% butyl palmitate +48% butyle stearate	Mélange organique	17	140		
Glycérine	Organique	17,9	198,7	0,143	
Acide caprique + acide laurique	Mélange acide gras	18	120	0,143	
Butyl stearate	Substance pure	19	140	0,21	
61,5% Capric+ 38,5% lauric	Acide gras	19,1	132		
Paraffine C16-C18	Mélange binaire	20-22	152		
Capric acide + lauric	Mélange Acide Gras	21	143		
Dimethyl sabacate		21	120-135		

Octadecyl3 mencaptopropylate	-		21	143		
26,5% acide mystrique +73,5% acide caprique	Mélange Acide Gras		21,4	152		
Paraffie C17	Substance pure		21,7	213		
Polyglycol E600	Substance pure		22	127,2	0,189-0,187	1126-1232
65-90% methyl palmitate + 35-10% Methyle stearate			22-25,5	120		
Paraffine C13-C24	Mélange binaire		22-24	189	0,21	760-900
75,2% acide caprique +24,8% acide palimitique	Mélange Acide Gras		22,1	153		
Ethyl palmitate	Mélange		23	122		
Paraffine C18-C22	Mélange binaire		25,5-27,0	203,8		
Paraffine C18-C21	Mélange binaire		25,8-26,0	25,8-26	173,93	
1-Dodecanol	Substance pure		26	200		
Acide lactique	Acide gras		26	184		
Octadecyl thioglyate			26	90		
34% acide myristique +66% acide caprique	Mélange acide gras		26			
86,6% acide caprique +13,4% acide stéarique	Mélange acide gras		26,8	160		
CH ₃ CONH ₂ + NH ₂ CONH ₂	Eutectique		27	163		
Vinyl stéarate	Substance pure		27-29	122		
Paraffine C ₁₈	Substance pure		28	200-244	0,148-0,358	774(l)-814(s)

Tableau B. 3 : Tableau des organiques de laboratoires

Nom	Température de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Densité (kg.m ⁻³)
RT10 (Rubitherm)	10	150		
RT10 HC (Rubitherm)	10	195		
PCM-OM11P (SavENRG)	10,9	260		1060
RT 11 HC (Rubitherm)	11	190		
A15 (PlusICE)	15	103	0,18	790
RT12 (Rubitherm)	12	150		
RT15 (Rubitherm)	15	140		
A16(PlusICE)	16	162	0,18	760
A17(PlusICE)	17	118	0,18	785
RT18 HC (Rubitherm)	18	250		
PCM-OM21P (SavENRG)	21	120		
A22(PlusICE)	22	114	0,18	785
A22H(PlusICE)	22	177	0,18	820
A23(PlusICE)	23	114	0,18	785
A24(PlusICE)	24	115	0,18	790
RT24 (Rubitherm)	24	150		
RT25 (Rubitherm)	26	148		
RT 25 HC (Rubitherm)	25	230		
A25(PlusICE)	25	118	0,18	785
A25H(PlusICE)	25	183	0,18	810
A26(PlusICE)	26	119	0,21	790
A28(PlusICE)	28	122	0,21	789
RT27 (Rubitherm)	27	179		
RT28 HC (Rubitherm)	28	244	0,77-0,88	
A29(PlusICE)	29	183	0,18	810
RT31(Rubitherm)	31	170		

Tableau B. 4 : Tableau des organiques commerciaux

B.3 Inventaire des matériaux non-classés

Nom	Type	Température de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Densité (kg.m ⁻³)
SP21 E	Mélange organique inorganique	21-23	160	0,6	1 500 (s) – 1 400 (l)
SP22 E	Mélange organique inorganique	22-23	180	0,6	1 500 (s) – 1 400 (l)
SP24	Mélange organique inorganique	24-25	222	0,6	1 500 (s) – 1 400 (l)
SP25 E	Mélange organique inorganique	25-26	200	0,6	1 500 (s) – 1 400 (l)
SP26 E	Mélange organique inorganique	25-27	200	0,6	1 500 (s) – 1 400 (l)

Tableau B. 5 : Matériaux à changement de phase non classés avec une transition solide/liquide

Nom	Type	Température de fusion (°C)	Chaleur latente (kJ.kg ⁻¹)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Densité (kg.m ⁻³)
X25	Solide/solide	25	110	0,36	1 055

Tableau B. 6 : Matériau à changement de phase non classé avec une transition solide/solide

Annexe C : Composition de parois et scénarios de la maison NAPEVOMO

C.1 Composition de l'enveloppe

C.1.1 Les murs extérieurs

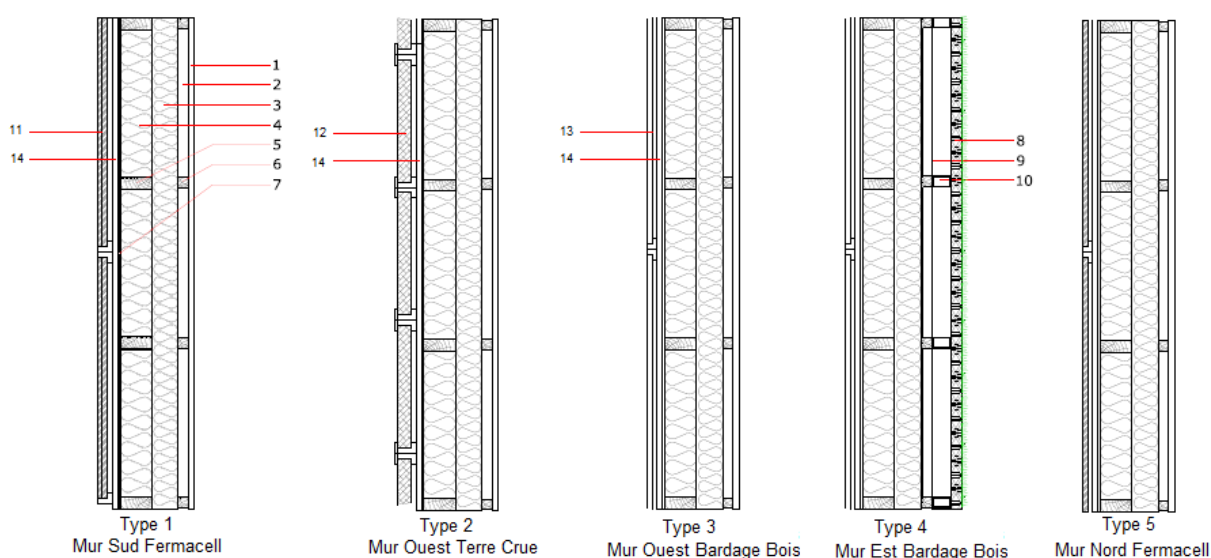


Figure C. 1 : Coupes transversales des murs extérieurs de NAPEVOMO

Le revêtement intérieur du mur de type 1 est composé d'une double couche de fermacell. Le mur Nord n'en possède qu'une seule. Le mur de type 2 possède un panneau de terre crue en sandwich entre deux panneaux fermacell de 12,5mm. Les murs de type 3 et 4 possèdent un panneau de fermacell suivi de bardage intérieur.

N°	Désignation Matériau	Epaisseur [mm]	ρ [kg/m ³]	λ [W/(m.K)]	Cp [J/(kg.K)]	μ
1	Bardage Pin Maritime	22	500	0,14	2400	35
2	Lame d'air fortement ventilée	40	—	—	—	1
3	Pavatherm plus de Pavatex®	100	170	0,042	2100	5
4	Isolant fibre de bois Pavaflex de Pavatex®	120	55	0,038	2100	5
5	Ossature pin maritime 45 /120 [entre axe 600 mm]	120	500	0,14	2400	35
6	Lattage 38X38	40	500	0,14	2400	35
7	Pavaplan 3F de Pavatex®	8	800	0,1	2100	60
8	Mur végétal, sedum					
9	Protection anti-racine					
10	Fixation mur végétal					
11	Fermacell	12,5	1125	0,36	1265	11
12	Panneau de Terre crue	40	1950	0,87	850	8
13	Bardage Pin Maritime (Sud)	13	500	0,14	2400	35
14	Lame d'air non ventilée (Vide Technique)	40	—	0,155	—	1

Tableau C. 1 : Matériaux composant les murs extérieurs de NAPEVOMO avec leurs propriétés physiques et leur épaisseur

C.1.2 Les murs intérieurs

N°	Désignation Matériau	Epaisseur [mm]	ρ [kg/m ³]	λ [W/(m.K)]	Cp [J/(kg.K)]	μ
1	Fermacell	12,5	1125	0,36	1265	11
2	Isolant fibre de bois Pavaflex de Pavatex®	60	55	0,038	2100	5
3	Ossature pin maritime 45 /60 [entre axe 600 mm]	60	500	0,14	2400	35
4	Fermacell	12,5	1125	0,36	1265	11

Tableau C. 2 : Matériaux composant les murs intérieurs de Naepvomo

C.1.3 Le plancher

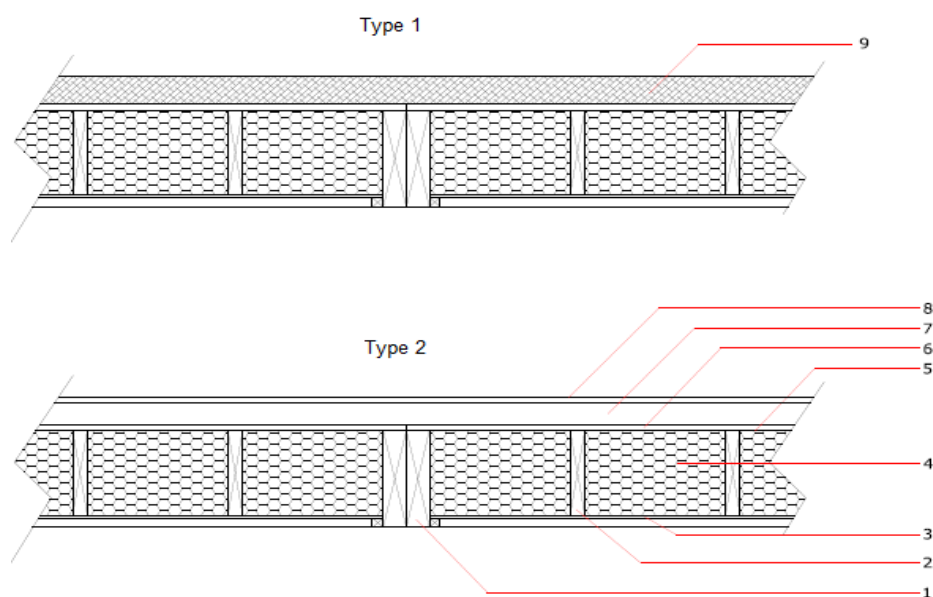


Figure C. 2 : Coupes transversales du plancher de NAPEVOMO

N°	Désignation Matériau	Epaisseur [mm]	ρ [kg/m ³]	λ [W/(m.K)]	Cp [J/(kg.K)]	μ
1	Ossature bois 360x75	360	500	0,14	2 400	35
2	Ossature bois 315x48	315	500	0,14	2 400	35
3	Contreplaque	10	580	0,13	1 500	75
4	Ouate de cellulose	315	32	0,041	2 000	2
5	Pare Vapeur Wurtz DB 20		160g/m ²			Sd= 110 m
6	Contreplaque	22	580	0,13	150	75
7	Vide	315	500	0,14	2 400	35
8	Parquet	20	500	0,14	2 400	35
9	Terre crue	80	1 950	0,87	850	8
	Terre cuite	20	1 900	1,15	900	10

Tableau C. 3 : Matériaux composant le plancher de NAPEVOMO

C.1.1 La toiture

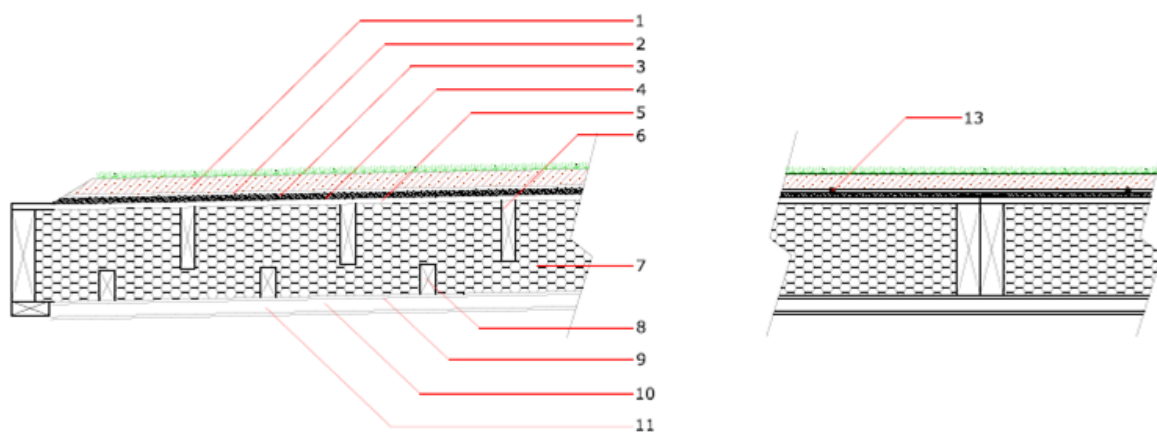


Figure C. 3 : Coupe transversale de la toiture

N°	Désignation Matériau	Epaisseur [mm]	ρ [kg/m ³]	λ [W/(m.K)]	Cp [J/(kg.K)]	μ
1	Tapis végétal	50	1 700	1,26	600	
2	Protection anti-racine					
3	Couche drainante					
4	Couche d'étanchéité	1				
5	Contreplaque	22	580	0,13	1 500	75
6	Poutre bois 200X50	200	500	0,14	2 400	35
7	Ouate de cellulose	300	32	0,041	2 000	2
8	Poutre bois 100X50	100	500	0,14	2 400	35
9	Pare Vapeur Wurtz DB 20		160g/m ²			Sd= 110 m
10	Contreplaque	10	580	0,13	1 500	75
11	Lames d'air faiblement ventilé	25				
12	Fermacell	12,5	1 125	0,32	1 623	13
13	Système d'arrosage					

Tableau C. 4 :Matériaux composant la toiture de NAPEVOMO

C.1.2 Ouvrants

N°	Type		Orientation	Emplacement	Largeur (mm)	Hauteur (mm)	Pourcentage Vitré
1	Fenêtre Fixe		Sud	Séjour	1300	1700	77
2	Porte Fenêtre Battante		Sud	Séjour	1050	2100	67
3	Fenêtre Fixe		Sud	Séjour	2870	1700	85
4	Porte Fenêtre Battante		Sud	Séjour	1050	2100	56
5	Fenêtre battante	oscillo-	Est	Chambre	1800	800	55
6	Fenêtre Fixe		Est	Salle de Bain	400	2200	46
7	Fenêtre battante	oscillo-	Nord	Cuisine	2200	700	56
8	Fenêtre oscilli-batante		Ouest	Séjour	1000	1000	55
9	Fenêtre zénithale		Sud	Toiture (X2)	1425	500	63

Tableau C. 5 : Caractéristiques des portes et des fenêtres de la maison Naepvomo

- Menuiserie mixte bois/alu. $U_f=1,6 \text{ W}/(\text{m}^2.K)$
- Fenêtre triple vitrage 4/16/4/16/4. $U_g=0,7 \text{ W}/(\text{m}^2.K)$, FS = 50% (Vitrages paroi Sud)
- Fenêtre triple vitrage 4/16/4/16/4. $U_g=0,6 \text{ W}/(\text{m}^2.K)$, FS = 42% (Autres vitrages)

C.2 Scénarios

5.3.2.3 Scénario d'occupation

Les scénarios d'occupation sont élaborés pour un couple de 2 personnes.

Période	Chambre	Séjour	Cuisine	Salle de bain
Semaine	22h-23h : 25%	7h-8h : 50%	7h-8h: 25%	7h-8h: 25%
	23h-7h : 100%	8h-9h : 25%	20h-21h: 50%	22h-23h: 25%
		18h-19h : 50%		
		19h-20h :100%		
		20h-21h : 50%		
		21h-22h :100%		

22h-23h: 50%				
Week-end	23h-00h : 25%	9h-13h : 50%	9h-10h : 25%	9h-10h : 25%
	00h-9h : 100%	13h-14h : 100%	12h-13h : 50%	23h-00h : 25%
		14h-19h : 50%	20h-21h : 50%	
		19h-20h : 100%		
		20h-21h : 50%		
		21h-23h : 100%		
		23h-00h : 50%		

Tableau C. 6 : Scénarios d'occupation de la maison NAPEVOMO

5.3.2.4 Scénario de consigne de chauffage

La consigne de température dépend de l'occupation. Lorsqu'il n'y a personne, le bâtiment est maintenu à un minimum de 16°C. Lorsqu'il y a occupation la température passe progressivement à 19°C dans les zones occupées. Cela permet alors d'avoir des puissances moins élevées. Dans la salle de bain la température est de 21°C lorsqu'elle est occupée. Durant la nuit, la température de la chambre est maintenue à une température de 18°C.

5.3.2.5 Scénario de consigne de refroidissement

28 °C en période d'occupation et 50 °C en dehors (pour simuler l'absence de climatisation)

5.3.2.6 Scénario de puissance dissipée

Il n'est pas évident d'estimer les puissances dissipées dans un bâtiment. D'autant que dans un tel bâtiment les appareils électroménagers et les luminaires utilisés ont des consommations plus faibles que traditionnellement. La réglementation thermique qui implique une certaine puissance dissipée en W/m² n'est alors pas valable. Quelques recherches et quelques estimations (par exemple, la puissance dissipée d'une LED est égale à la moitié de sa puissance) ont été effectuées.

➤ Cuisine :

- Hiver : Petit déjeuner : 80W, Déjeuner : 200W, Diner : 200W
- Été : Petit déjeuner : 50W ; Déjeuner : 150W, Diner 150W
- Frigidaire/congélateur : Consommation annuelle moyenne de 20 Wh/h/an
- Lave Vaisselle : Moyenne de 252W de puissance sur un cycle de 2,5h. On estime la puissance dissipée à : 100 W sur 2,5h (Eau chaude + Séchage)
- Lumière : 10 W

➤ Salon/séjour

- Période d'occupation : Télévision/Hi-Fi/Ordinateur/Luminaires/... : 35W de puissance dissipée en été et 40W en hiver.
- Lave linge : Moyenne de 502W de puissance sur 2h. On estime la puissance dissipée à : 50 W de sur 2h (Essentiellement eau chaude et essorage)

➤ Chambre :

- Lumière : Puissance de lampe de 30+2X3 = 36W. Puissance dissipée max (si tout allumé) de 18W, soit 15W retenu pour pléiade lors de l'occupation.

➤ Salle de bain :

- Lumière/Sèche cheveux... Moyenne de 10W de puissance dissipée lors de l'occupation.

➤ Salle technique :

- Ballon d'eau chaude de 300L. On estime une perte de 2°C durant la nuit, soit sur 8h, en partant de 55°C. La quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1 degré 1 gramme d'eau est de 1 calorie = 4.18 joules. 1 joule = 1 watt/seconde
300 litres d'eau = 300000 grammes
Pour élever de 2 degré cette masse d'eau, il faut 600000 calories.
 $600000 \times 4,18 = 2508000 \text{ W/s}$ soit $P = 2508000 / (8h \times 60 \times 60) = 87W$.
On considèrera donc une puissance dissipée de 90W permanente.

Annexe D Résultats d'expériences des échangeur-stockeurs des prototypes N°1 et N°2

D.1 Résultats expérimentaux du prototype N°1

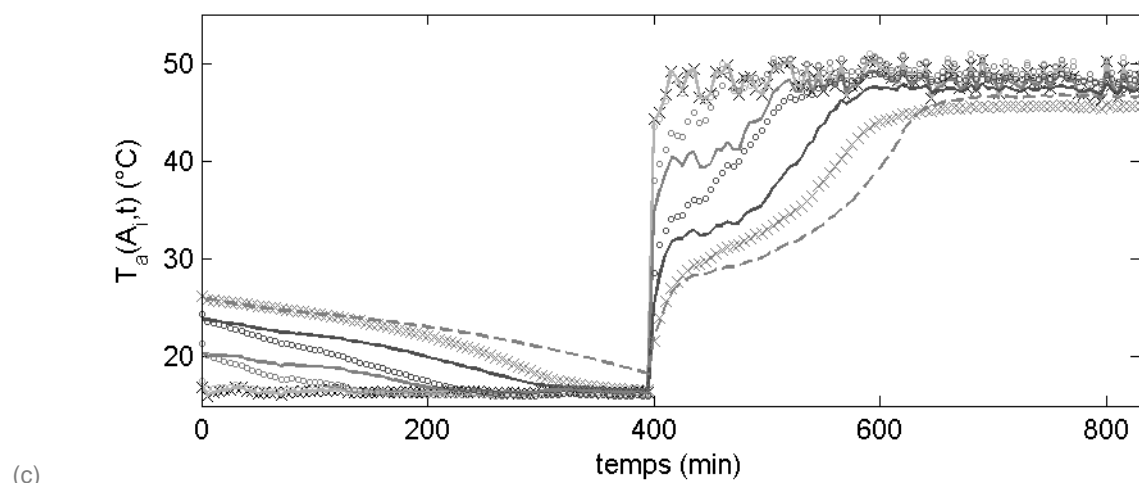
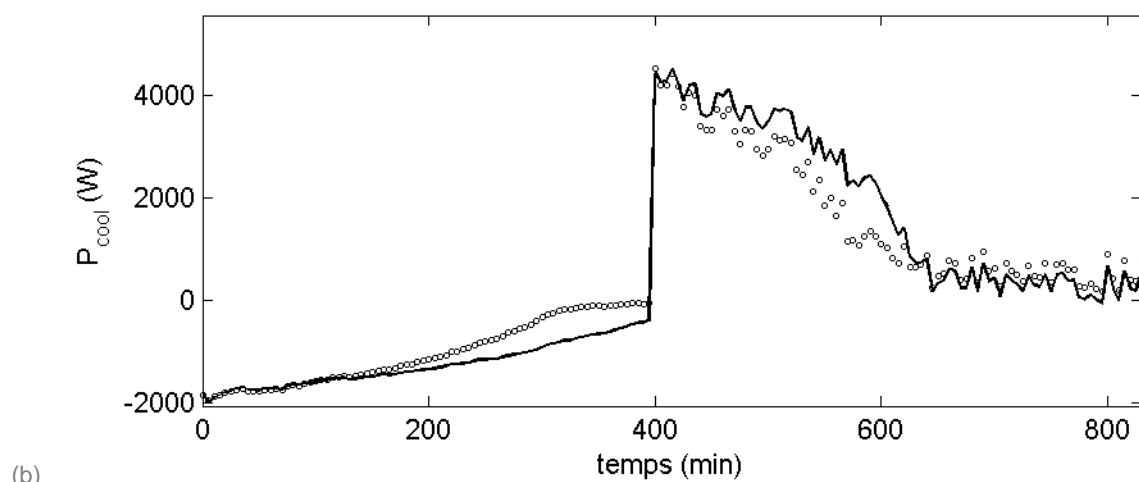
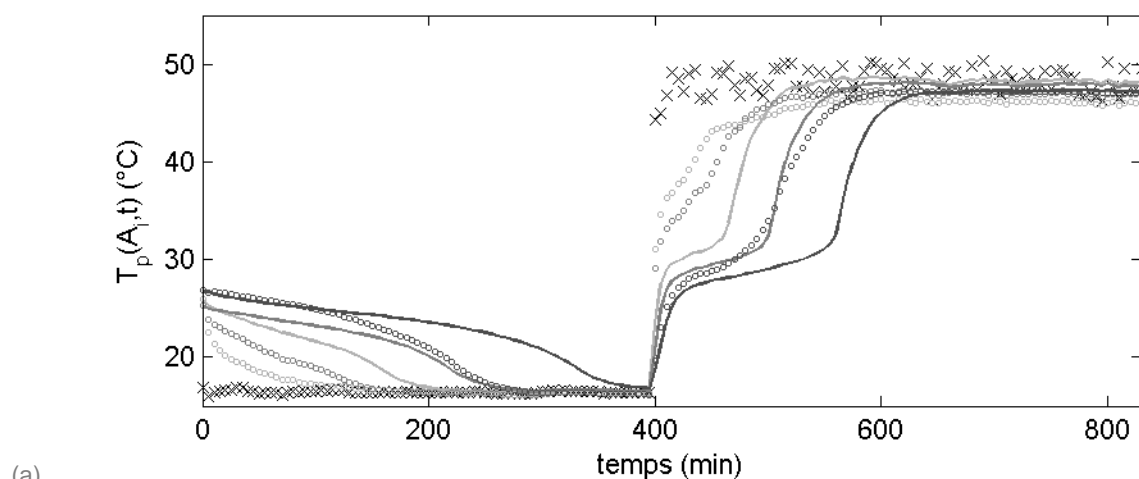


Figure D. 1 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour l'expérience du 16/10/2012

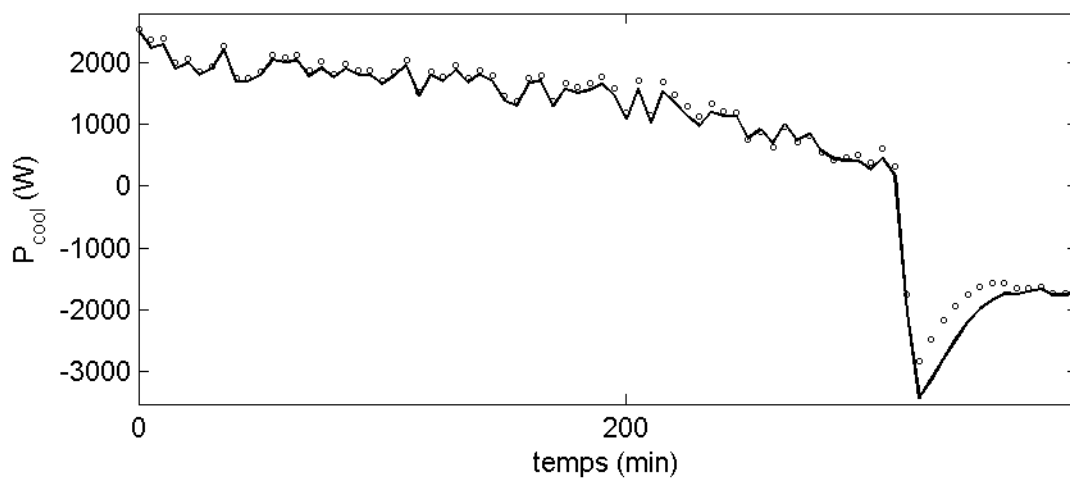
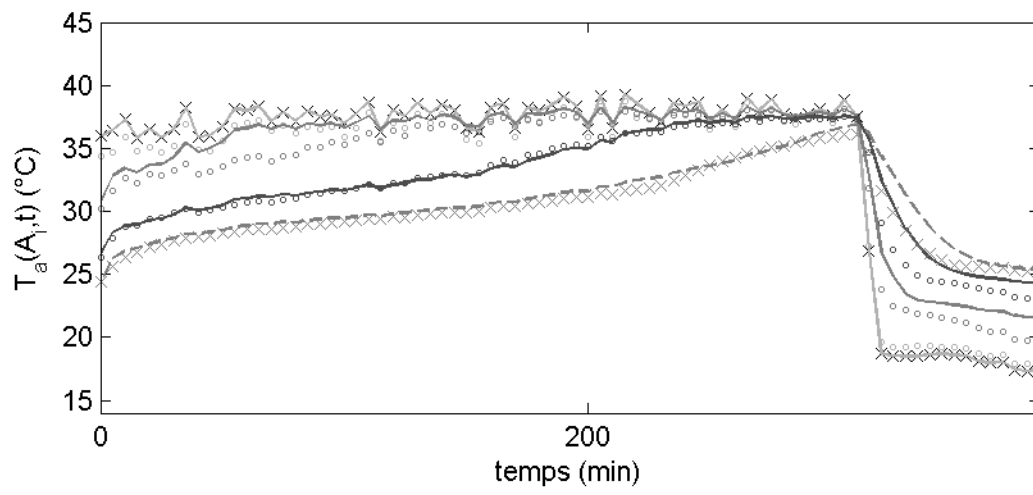
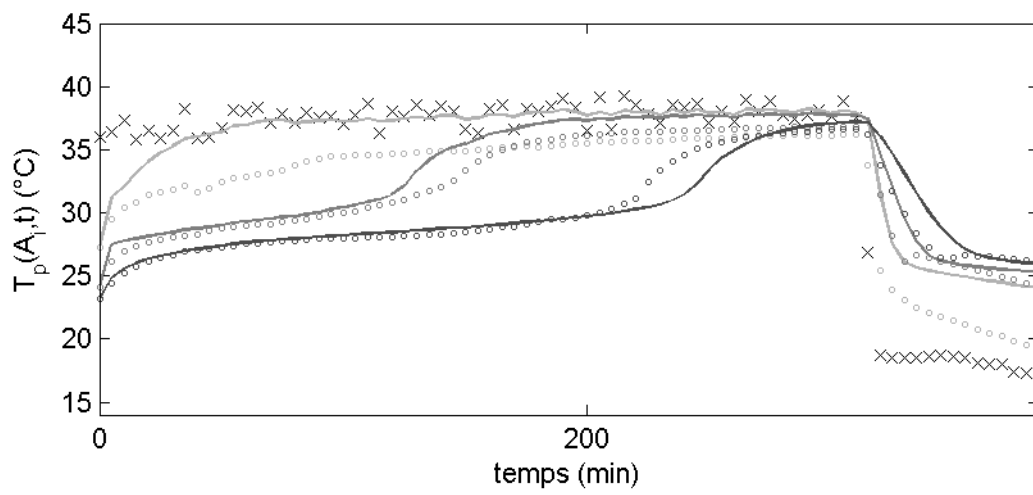


Figure D. 2 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour l'expérience du 07/03/2013

D.2 Résultats expérimentaux et numérique du prototype N°2 en position horizontale

D.2.1 Prototype N°2 en position horizontale

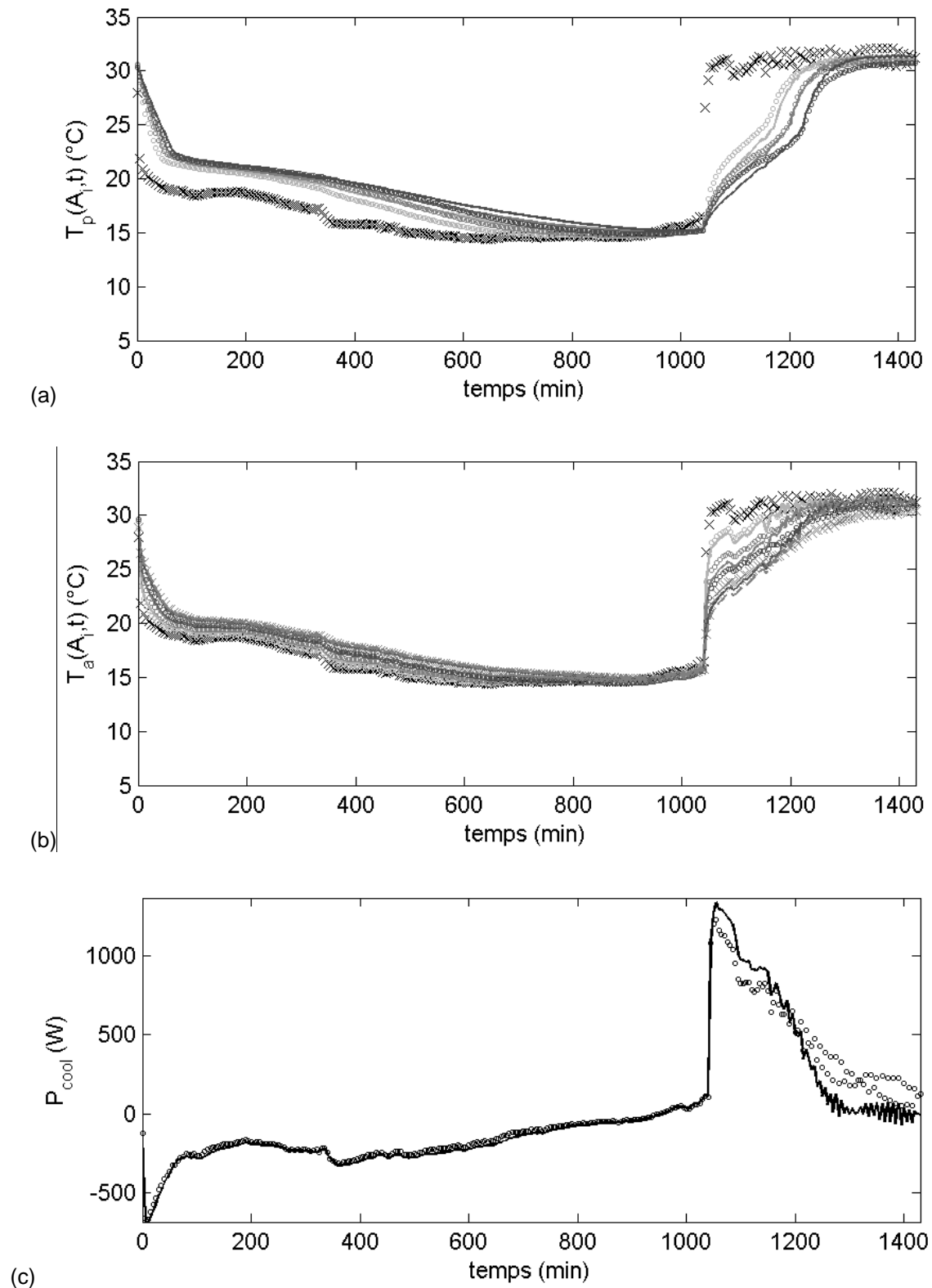


Figure D. 3 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour l'expérience du 07/03/2013

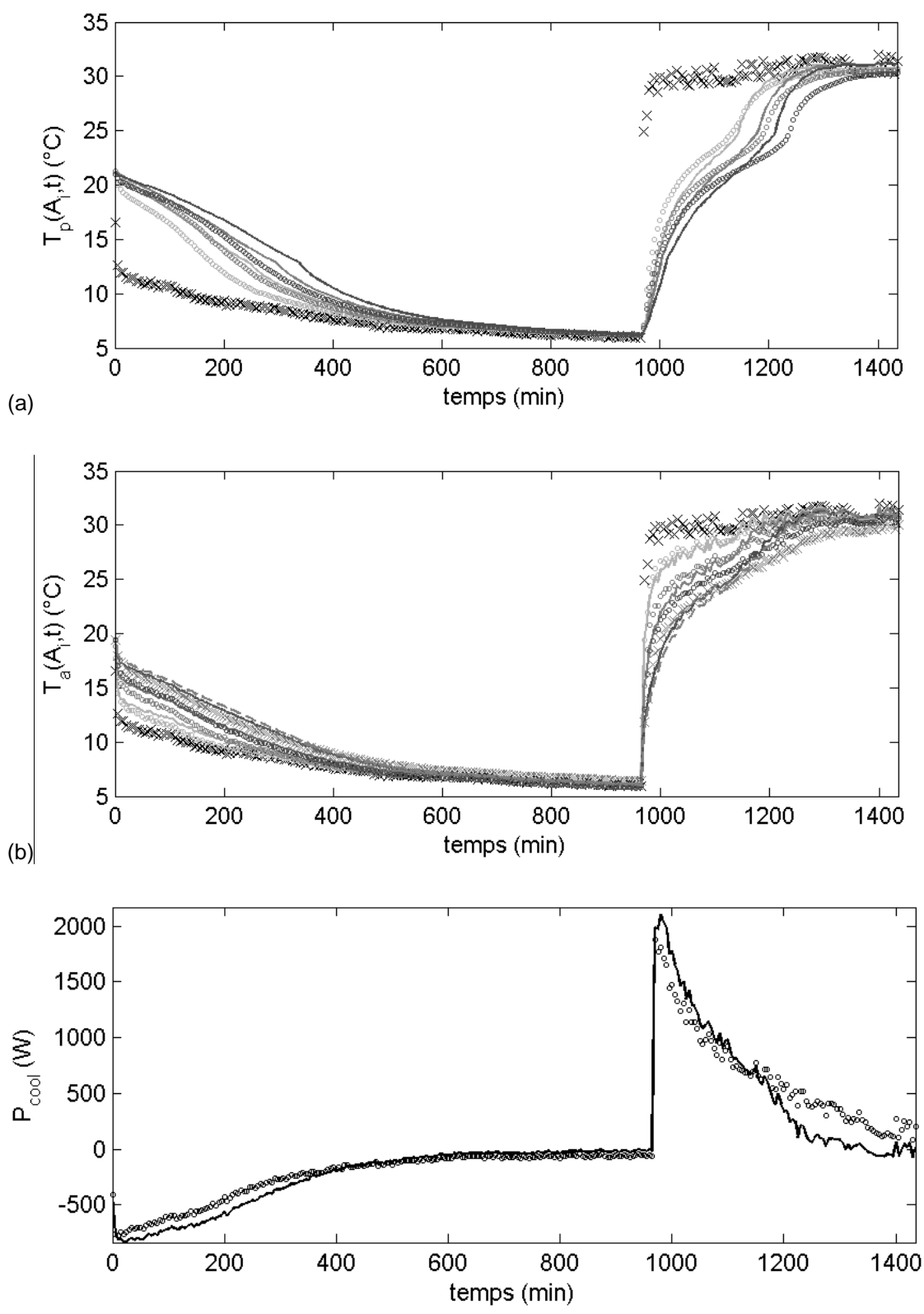


Figure D. 4 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour l'expérience du 12/03/2012

D.2.2 Prototype N°2 en position verticale

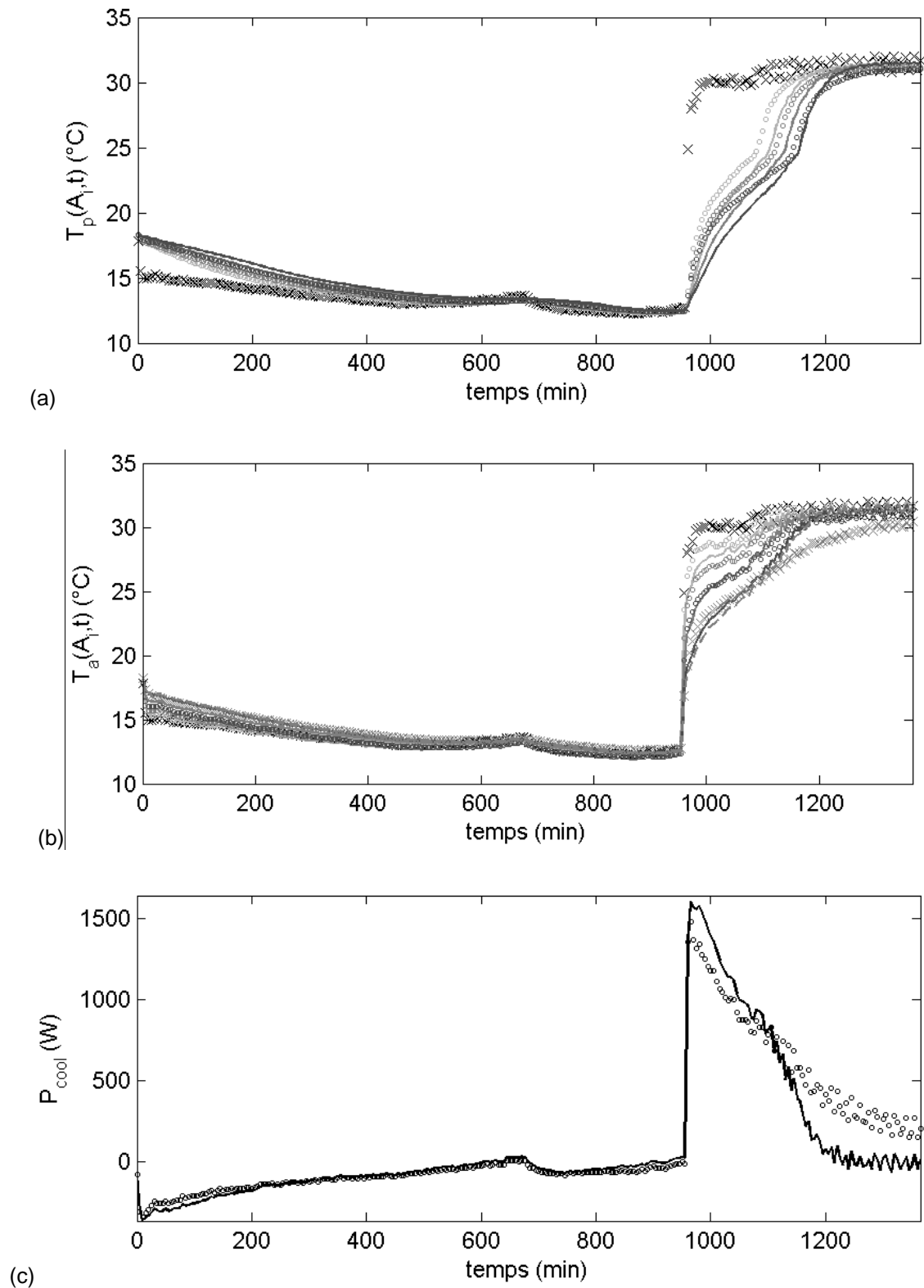


Figure D. 5 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour l'expérience du 12/10/2012

SYSTEME INTEGRE DE RAFFRAICHISSEMENT D'AIR POUR LE BATIMENT A BASE DE MATERIAUX A CHANGEMENT DE PHASE

RESUME : Les systèmes de rafraîchissement d'air basés sur des échangeurs-stockeurs composés de Matériaux à Changement de Phase (MCP) sont une alternative possible aux systèmes de climatisation pour le confort d'été dans les bâtiments. Toutefois, les performances de tels systèmes de rafraîchissement sont étroitement liées aux conditions climatiques et aux configurations des bâtiments à rafraîchir. L'objectif de ce travail de thèse est de développer un outil d'aide à la conception permettant un pré-dimensionnement optimal de systèmes de rafraîchissement d'air utilisant des MCP dès le stade de la conception préliminaire. Un modèle thermique dynamique simulant le comportement d'un échangeur-stockeur air/MCP est donc développé puis couplé à une plateforme logicielle de simulation thermique dynamique du bâtiment. Les modèles d'échangeurs-stockeurs et de co-simulation sont validés à l'aide d'expériences menées sur deux prototypes d'échangeur-stockeur et la plateforme expérimentale de la maison à énergie positive NAPEVOMO. Enfin, un premier outil d'aide à la conception utilisant un algorithme d'optimisation est développé pour définir une configuration optimale de systèmes maintenant le confort estival dans la maison NAPEVOMO.

Mots clés : rafraîchissement semi-passif, outil de simulation dynamique, stockage d'énergie, matériaux à Changement de phase, outil d'aide à la conception

INTEGRATED AIR-COOLING SYSTEM IN BUILDING USING PHASE CHANGE MATERIALS

ABSTRACT: Air-cooling systems using latent heat thermal energy storage (LHTES) are potential alternatives to air-conditioners for summer climate control in buildings. However, the performances of such systems are tightly linked to weather conditions and the configuration of the building to be cooled. The aim of this doctoral work is to develop a design support tool allowing optimally dimensioning an air-cooling system using phase change material at the preliminary design stage. A dynamic thermal model, simulating the behaviour an LHTES device exchanging with air, is developed and coupled with a building performance program. The LHTES and the co-simulation models are validated by comparison with experiments carried out on two prototypes of LHTES device and the experimental platform of zero energy building NAPEVOMO. Finally, a first design support tool using genetic algorithm is developed to define the optimal configuration of an air-cooling system for the summer comfort in NAPEVOMO house.

Keywords : Free-cooling, Dynamic simulation tool, heat energy storage, phase change materials, design support tool

