



HAL
open science

Étude et conception d'une pompe à chaleur résidentielle intégrant un stockage par chaleur latente

Samer Maaraoui

► **To cite this version:**

Samer Maaraoui. Étude et conception d'une pompe à chaleur résidentielle intégrant un stockage par chaleur latente. Autre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2013. Français. NNT : 2013ENMP0014 . tel-01775174

HAL Id: tel-01775174

<https://pastel.hal.science/tel-01775174>

Submitted on 24 Apr 2018

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.

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 des mines de Paris

Spécialité "Énergétique"

présentée et soutenue publiquement par

Samer MAARAOUI

le 13 mars 2013

**ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE A CHALEUR RESIDENTIELLE
INTEGRANT UN STOCKAGE PAR CHALEUR LATENTE**

CONFIDENTIELLE

Fin de confidentialité 13 mars 2018

Directeur de thèse : **Denis CLODIC**

Jury

M. Dominique MARCHIO, Professeur, MINES ParisTech

M. Jocelyn BONJOUR, Professeur, INSA Lyon

M. Joseph VIRGONE, Professeur, INSA Lyon

M. Denis CLODIC, Directeur de recherche émérite, MINESParisTech

Président

Rapporteur

Rapporteur

Directeur de thèse

**T
H
È
S
E**

Thoughts Become Things...

If you see it in your mind,

You will hold it in your hand.

Bob Proctor

Remerciements

Je tiens à remercier Denis Clodic mon directeur de thèse qui m'a accueilli au CEP et m'a donné l'opportunité de suivre une thèse. Je le remercie également d'avoir suivi et encadré mon travail et de m'avoir encouragé durant toute la thèse.

J'adresse également mes remerciements à tous les membres et invité du jury, M. Dominique Marchio, M. Joseph Virgone, M. Jocelyn Bonjour et M. Pascal Dalicieux de m'avoir fait l'honneur d'être dans mon jury de thèse.

Je remercie Anne-Marie Bonnet, d'être toujours là pour les aides aimables et pour les relectures minutieuses des rapports.

Je remercie Elias Bou Lawz, pour son guidage technique et pour le rapport d'amitié que j'ai pu entretenir avec lui.

Je remercie Khalil Khoury de m'aider pour continuer mes études en France.

Je remercie Maroun Nemer, responsable du CEP, qui m'a permis d'accomplir ce travail.

Je remercie Assad Zougheib et Youssef Riachi pour leurs aides scientifiques.

Je remercie Philippe, Rocio, Marie-Astrid, Philomène et Joëlle pour leur assistance.

Je remercie Gérard Helie pour son accueil chaleureux souriant chaque matin.

Je remercie Youssef Larabi et Rachid Dib pour leur assistance dans le montage du banc d'essais et du prototype.

Je remercie également tous les membres du CEP pour les rapports amicaux que j'ai pu entretenir avec eux et pour tous les bons moments que nous avons passés ensemble.

Un grand merci est adressé à ma sœur Rouba, son époux Micho, ma cousine Grace, mon cousin Georges et sa femme Randa qui m'ont soutenu dès mon arrivée en France.

Un merci du fond de mon cœur à ma chère Liliane qui a vécu avec moi les moments de stress et les moments de joie de cette période.

Enfin, je ne saurais manquer d'exprimer mes remerciements à ma grande famille et mon village ZGHARTA, de contribuer à ma formation avant de venir en France, et pour leur support moral durant tout mon séjour en France.

Nomenclature	1
Introduction générale	5
Chapitre I. Le stockage d'énergie intégré dans une PAC – Besoins de chauffage dans les Bâtiments à Basse Consommation.....	7
I. Introduction	7
I.1 Enjeux économiques, sociétaux et environnementaux.....	8
I.2 Etat de l'art	10
I.3 Objectifs de la thèse	11
II. Besoins de chauffage d'un Bâtiment à basse consommation.....	12
II.1 Définition d'un bâtiment à basse consommation	12
II.2 Modélisation du bâtiment	13
II.3 Scénarios.....	15
II.4 Calcul du besoin de chauffage sur la saison de chauffe.....	16
II.5 Spécificités de l'effacement.....	17
II.6 Cas de besoins réduits	20
III. Conclusions.....	21
Chapitre II. Matériaux à Changement de Phase – Paraffines, Sels ou Eutectiques	23
I. Introduction	23
II. Stockage d'énergie thermique	24
III. Équilibre de phases – Variance et règle des phases.....	25
III.1 Fusion des corps purs	25
III.2 Fusion des solutions	25
III.3 Cristallisation et surfusion.....	30
IV. Propriétés et critères de choix d'un M.C.P.	32
IV.1 Propriétés thermodynamiques	32
IV.2 Propriétés cinétiques	33
IV.3 Propriétés chimiques recommandées.....	33
IV.4 Propriétés économiques recommandées.....	33
V. Classification des MCP.....	33
V.1 Paraffines	35
V.2 Non-paraffines	37
V.3 Acides gras.....	38
V.4 Sels hydratés.....	39
V.5 Eutectiques	42
V.6 Polyéthylène réticulé.....	43
V.7 Polyalcools.....	44

V.8	Résumé propriétés des familles MCP	44
V.9	MCP commercialisés.....	45
VI.	Modélisation du phénomène de changement de phase	47
VI.1	Etat de l’art	47
VI.2	Thermodynamique du changement de phase.....	49
VI.3	Cinétique du changement de phase.....	49
VI.4	Modélisation par position du front.....	50
VI.5	Modélisation par méthode numérique (volumes finis)	51
VII.	Calorimétrie différentielle à balayage	53
VII.1	Calorimétrie des MCP.....	53
VII.2	Calorimétrie mesurée des candidats	54
VII.3	Calcul des calorimétries vraies.....	56
VII.4	Comparaison des calorimétries	57
VIII.	Conclusions.....	57
Chapitre III.	Conception d’un Echangeur Stockeur - Déstockeur.....	59
I.	Introduction	59
II.	Etat de l’art sur les échangeurs stockeurs	59
III.	Modèle échangeur complet.....	61
III.1	Langage Modélica	61
III.2	Modèles élémentaires principaux.....	61
IV.	Structure de l’échangeur stockeur	64
IV.1	Géométrie « tube dans tube »	64
IV.2	Optimisation de la structure tube dans tube.....	76
IV.3	Echangeur de première génération.....	76
IV.4	Tubes entre plaques	80
IV.5	Structure d’un prototype optimisé.....	86
IV.6	Structure du prototype.....	88
V.	Conclusions.....	92
Chapitre IV.	Validation Expérimentale de la PAC à Stockage	95
I.	Introduction	95
II.	Schémas du banc	95
III.	Acquisition et commande	96
IV.	Sélection des éléments principaux.....	99
IV.1	Le compresseur	99
IV.2	Les détendeurs.....	99
V.	Première génération de l’échangeur stockeur.....	100
V.1	Construction de la première génération	100

V.2	La décharge thermique.....	103
VI.	Le deuxième prototype.....	106
VI.1	Construction du deuxième prototype	106
VI.2	Validation expérimentale du prototype	109
VII.	Conclusions.....	113
Chapitre V.	Pompe A Chaleur avec Stockage.....	115
I.	Introduction	115
II.	Pompe à chaleur dans un bâtiment	115
II.1	Régime cyclé des pompes à chaleur	116
II.2	Compresseur à vitesse variable	117
II.3	Givrage/dégivrage.....	119
II.4	Variation des COP de PAC en fonction de la température extérieure.....	120
III.	PAC à condenseur stockeur	121
III.1	Effacement lors du pic de demande d'électricité.....	121
III.2	Système de stockage gagnant	122
III.3	Avantages de la PAC avec stockage	125
IV.	Conclusions.....	131
	Conclusions et Perspectives.....	133
	Références bibliographiques.....	137

Nomenclature

Symboles	Grandeurs	Unités
a	intensité de la conversion	
a	diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
C	consommation	$kWh.m^{-2}.an^{-1}$
C	nombre de constituants	
ch	channel	
cp	chaleur massique	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
d	distance	m
D ou d	diamètre	m
f	coefficient de frottement	
f_s	pas des ailettes	m
f_t	épaisseur des ailettes	m
G	densité surfacique de flux massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
h	coefficient de transfert de chaleur	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h	chaleur latente massique	$kJ.kg^{-1}$
H ou h	enthalpie massique	$kJ.kg^{-1}$
L	chaleur latente	kJ
M ou m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
P	pression	Pa
P	puissance	W
Q	puissance calorifique	W
q	densité surfacique de flux de chaleur	$kW.m^{-2}$
Q	énergie thermique	J
R	résistance thermique	$m^2.K.W^{-1}$
r	nombre de réactions	
s	entropie spécifique massique	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
S	surface	m^2
S_l	pas longitudinal des tubes	m
S_t	pas transversal des tubes	m
T	température	°C, K
t	temps	s
T*	Température de cristallisation	°C
U	coefficient de transfert de chaleur	$W.m^{-2}.K^{-1}$
\dot{V}	débit volumique	$m^3.s^{-1}$
w	variance	
x	fraction massique	
x	titre vapeur	

Lettres grecques

υ	titre liquide	
μ	viscosité	Pa.s ⁻¹
Δ	différence	
λ	conductivité thermique	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
ρ	masse volumique	kg.m ⁻³
φ	nombre de phases	

Indices

ail	ailette
bat	bâtiment
comp	compresseur
cond	condenseur
cont	contact
crit	critique
dil	dilution
diss	dissolution
E	eutectique
ech	échangeur
ef	énergie finale
ent	entrée
ep	énergie primaire
eq	équivalent
ev	évaporateur
ext	externe
f	fusion
f	frottement
h	hydraulique
i	changement de phase
int	interne
L ou l	liquide
l ₀	tout liquide
max	maximal
min	minimal
P	péritectique
p	paroi
r	réaction
r	référence
S/s	solide
sort	sortie
th	thermique
therm	thermodynamique
tot	total
v	vapeur
v ₀	tout vapeur

Abréviations

BBC	bâtiment à basse consommation énergétique
Bbio	besoins bioclimatiques
CEP	centre énergétique et procédés
CL	chaleur latente
COP	coefficient de performance
CS	chaleur sensible
DSC	differential scanning calorimetry
Ep	épaisseur
M	Microtek
MCP	matériau à changement de phase
PAC	pompe à chaleur
RT	règlementation thermique
RT	Rubitherm
SCS	stockage par chaleur sensible
SHON	surface hors œuvre nette

Nombres adimensionnels

Bo	nombre d'ébullition	$\frac{q}{L_v G}$
Co	nombre de convection	$\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5}$
Fr	nombre de Froude	$\frac{V^2}{gL}$
j	facteur de Colburn	$\frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$
Pr	nombre de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$
Nu	nombre de Nusselt	$\frac{hd}{\lambda}$
Re	nombre de Reynolds	$\frac{G d_h}{\mu}$
We	nombre de Webber	$\frac{\mu}{G^2 d_h}$
Ste	nombre de Stefan	$\frac{\rho \sigma}{c_{pL} \frac{\Delta T_r}{h_{LS}}}$

Introduction générale

La production et la demande en énergie électrique sont soumises à des aléas (indisponibilité des moyens de production, climat, énergies renouvelables intermittentes) et l'électricité ne se stockant pas facilement, il est difficile d'assurer en toutes circonstances l'adéquation de la production et de la demande, surtout si on veut limiter le recours aux centrales à flamme. Aujourd'hui, en France, le principal aléa pesant sur la consommation d'électricité est la température extérieure avec une sensibilité atteignant $2\ 100\ \text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$ en hiver contre moins de $1\ 500\ \text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$ il y a quelques années. Le principal responsable de cette thermo-sensibilité étant le chauffage par effet Joule, il est urgent de lui trouver des solutions de substitution et mieux encore des solutions pilotables, en particulier par des Pompes à Chaleur (PAC) qui doivent diviser au moins par 3 la consommation d'électricité associée au chauffage du fait de leur coefficient de performance saisonnier élevé. De plus, le constat d'une certaine érosion du potentiel d'effacement consenti volontairement par les consommateurs amène à chercher de nouveaux gisements d'effacement de consommation, dans le cadre d'une gestion intelligente des systèmes.

Un premier objectif de la thèse est de doter une pompe à chaleur air/air destinée à une maison individuelle basse consommation d'un dispositif « condenseur stockeur/déstocqueur » permettant l'effacement total ou partiel de la PAC pendant au moins deux heures. La conception de cette pompe à chaleur s'effectue dans le cadre des maisons à Basse Consommation (BBC), voire à très basse consommation (BBC+).

La toute première étape consiste à établir les besoins de chauffage horaires d'une maison individuelle BBC ou BBC+ pendant la saison de chauffe. Ces calculs sont présentés dans le chapitre 1 en abordant plusieurs scénarios et variantes qui définissent la puissance de chauffage d'un tel logement. La quantité de chaleur à stocker a été évaluée afin d'assurer l'effacement de la PAC entre 18h00 et 20h00 durant toute la saison de chauffe. La puissance thermique maximale à fournir lors de l'effacement a été également évaluée pour les maisons BBC, mais aussi en réhabilitation du parc existant.

Le chapitre 2 traite les phénomènes de changement de phase pour les différents types de matériaux. Les critères d'un MCP (Matériau à Changement de Phase) idéal ont été identifiés permettant de définir un cahier des charges pour choisir un tel matériau. Les MCP ont été classifiés selon leurs natures, avec une description pour chaque famille et une liste la plus exhaustive possible des matériaux de chaque famille. Un modèle dynamique du phénomène de changement de phase a été développé dans ce chapitre. Il est basé sur la forme enthalpique de l'équation de l'énergie. Une DSC (Differential Scanning Calorimetry) a été réalisée sur des MCP commercialisés, candidats pour l'utilisation dans la PAC avec stockage. Cette DSC a été corrigée en utilisant une méthode inverse et le modèle développé de changement de phase.

Une fois le comportement des MCP analysé, le chapitre 3 présente la conception de structures possibles du condenseur stockeur/déstocqueur. La modélisation ayant permis d'identifier les conditions adaptées pour les transferts thermiques avec le MCP, l'air et le fluide frigorigène, les structures ont été optimisées afin d'obtenir une taille raisonnable. Il est à noter que la conductivité thermique des MCP généralement faible (de l'ordre de $0,2\ \text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{k}^{-1}$ pour les paraffines), amène à concevoir des agencements innovants entre le

MCP et ses surfaces d'échange à densité de flux très différentes. Dans ce chapitre deux échangeurs stockeurs optimisés ont été dimensionnés.

Le chapitre 4 décrit le banc d'essais qui a été construit afin de tester la PAC comportant l'échangeur stockeur. Une première structure optimisée a été réalisée et testée sur le banc. Cet échangeur de première génération a donné des résultats intéressants. En se basant sur l'expérience acquise de la première génération, la deuxième génération a été réalisée. Cet échangeur a été intégré dans une PAC prototype qui a été également testé sur le banc d'essais et a donné des résultats favorables qui respectent le cahier des charges d'une PAC efficace.

Une fois la PAC conçue, son comportement est étudié expérimentalement dans le chapitre 4. L'effet du cycle stockage/déstockage a été évalué en termes d'efficacité et d'émissions CO₂. Dans le chapitre 5, un modèle simulant le fonctionnement de trois PAC air/eau avec compresseur à vitesse variable, air/air avec compresseur à vitesse variable et air/air avec condenseur stockeur a été développé. Ce modèle, basé sur des résultats d'essais, permet de prendre en compte les irréversibilités réelles associées au cycle de givrage et dégivrage et aux fonctionnements des PAC en cycles courts associés aux faibles charges. Ce modèle a permis ainsi de comparer la PAC à stockage telle que conçue à une PAC air/eau et une PAC air/air à vitesse variable. Le modèle prévoit une amélioration entre 20 % et 30 % du COP saisonnier par rapport aux deux autres technologies et ce du fait de l'intégration du stockage et déstockage dans la régulation globale de cette PAC.

Chapitre I. Le stockage d'énergie intégré dans une PAC – Besoins de chauffage dans les Bâtiments à Basse Consommation

I. Introduction

L'offre et la demande en énergie électrique étant soumise à des aléas (indisponibilité des moyens de production, climat) et l'électricité ne se stockant pas facilement, il est difficile d'assurer en toutes circonstances leur adéquation. Aujourd'hui, en France, le principal aléa pesant sur la consommation d'électricité est la température extérieure avec une sensibilité atteignant $2\,300\text{ MW}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ en hiver contre moins de $1\,500\text{ MW}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ il y a quelques années. Le principal responsable de cette thermo-sensibilité étant le chauffage par effet Joule, il est urgent de lui trouver des solutions de substitution et mieux encore des solutions pilotables. En effet, le constat d'une certaine érosion du potentiel d'effacement consenti volontairement par les consommateurs amène à chercher de nouveaux gisements d'effacement de consommation, dans le cadre d'une gestion intelligente des systèmes.

Dans ce contexte, la Direction Optimisation Amont-Aval Trading d'EDF a défini plusieurs formats d'effacement susceptibles de rendre un service intéressant du point de vue de l'optimiseur (capter l'essentiel des pics de consommation et couvrir l'aléa climatique) :

- soir 2 h de 18h00 à 20h00
- matin 8 h de 6h00 à 14h00
- jour 16 h de 6h00 à 22h00
- permanent pour réduire le différentiel été-hiver

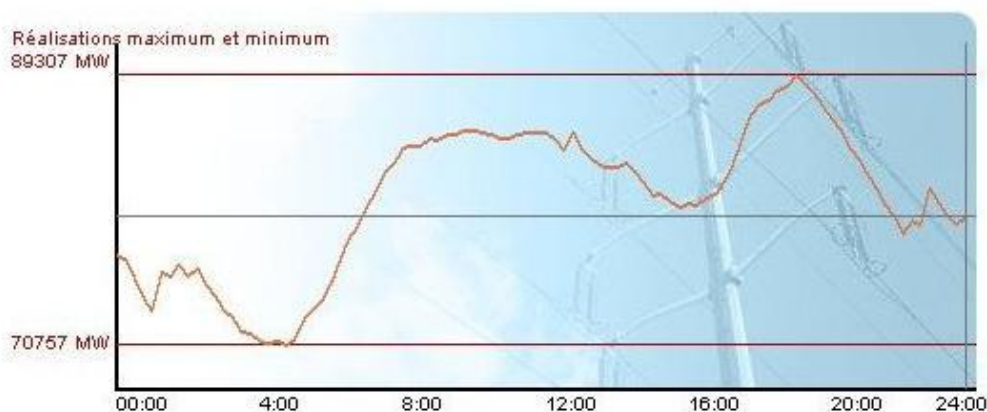


Figure I-1 – Variation de la charge électrique d'une journée hivernale [RTE]

Cette thèse vise à mettre au point une solution couplant une pompe à chaleur air/air et un stockage thermique par des matériaux à changement de phase (solide /liquide et vice versa) pour répondre à la demande d'effacement de la pointe entre 18 h et 20 h (Figure I-1). Le fait de savoir si cette solution technologique peut être utilisée aussi bien en rénovation, par remplacement du chauffage effet Joule du parc existant, que pour les bâtiments à basse consommation de demain dépend, bien sûr, des questions de coûts des équipements de chauffage qui sont en concurrence sur ces marchés. Concevoir des pompes à chaleur

effaçables en y associant des stockages thermiques locaux introduit un nouveau levier d'optimisation aval de l'équilibre offre et demande d'électricité. Bien à l'opposé du stockage saisonnier, la gestion délocalisée de la pointe journalière, dont la durée est de l'ordre de une à deux heures, présente des enjeux multiples, notamment en termes d'impact environnemental, de dimensionnement et de sécurité des réseaux.

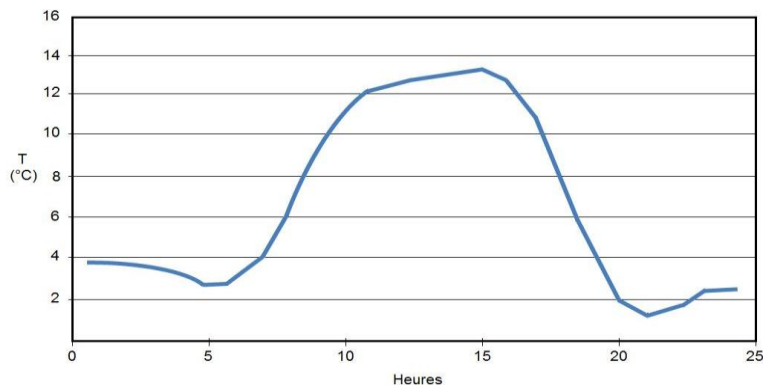


Figure I-2 – Variation de la température extérieure d'une journée hivernale

Il est important de noter aussi le fait que cette thèse cherche, en plus de l'effacement des pics d'appel de puissance, à améliorer l'efficacité des systèmes de Pompe A Chaleur (PAC). Ceci est en effet possible, et compatible avec l'effacement, en faisant fonctionner la PAC pendant les périodes les plus favorables de la journée, c'est-à-dire la fin de l'après-midi (Figure I-2), juste avant le pic d'appel. De plus, la capacité de stockage de l'énergie thermique devrait améliorer le COefficient de Performance (COP) saisonnier en faisant fonctionner la PAC de manière plus continue pour les faibles charges thermiques et pendant les heures où la température d'air extérieur est la plus élevée. C'est l'objet du chapitre 4 d'analyser ce que le stockage thermique peut amener pour améliorer l'efficacité énergétique du système PAC, alors qu'a priori l'introduction d'un Matériaux à Changement de Phase (MCP) entre l'air et le fluide frigorigène introduit non seulement, un écart de température supplémentaire entre le fluide frigorigène et l'air, mais aussi un seuil en température qui n'est pas forcément optimum pour l'obtention d'un COP saisonnier au moins égal à celui de la même PAC sur l'ensemble de la saison de chauffe.

I.1 Enjeux économiques, sociétaux et environnementaux

Les évolutions réglementaires européennes (Paquet Energie Climat, Directive Européenne sur les Energies renouvelables [ENCL]) ou française (Grenelle de l'environnement et réglementation thermique RT 2012) conduisent à une amélioration très significative de l'efficacité énergétique des bâtiments neufs et dans une moindre mesure des bâtiments existants. La réglementation française est beaucoup plus exigeante pour les bâtiments neufs avec des objectifs de consommation qui obligent à disposer de bâtiments qui ont une enveloppe avec une résistance thermique dont les valeurs dépendent des parois (Tableau I-1), mais qui sont remarquablement faibles par rapport aux valeurs des précédentes réglementations.

Les bureaux d'études thermiques, les architectes, les grandes entreprises de construction sont amenées à de nouvelles conceptions intégrées de l'enveloppe et des équipements.

Le niveau de consommation, de $50 \text{ kWh}_{EP} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ exprimé par la RT 2012 en énergie primaire, est modulable en fonction de la région et de l'altitude. Ce niveau est exigé pour les bâtiments neufs appelés désormais BBC (bâtiments à basse consommation) et couvre les cinq usages : chauffage, eau chaude sanitaire, éclairage, ventilation mécanique contrôlée et climatisation éventuelle. Dès maintenant, des spécifications apparaissent où les objectifs sont ceux de la RT 2012, -20 % voire -50 % et, dans certains cas, l'objectif est d'intégrer

l'ensemble des usages électriques dits spécifiques (cuisson, réfrigération, lavage, séchage, télévision, communication, informatique). Pour toutes ces raisons, l'isolation des parois, l'étanchéité à l'air, les vitrages font l'objet de développements tels que la consommation de chauffage dans la région parisienne peut être réduite à moins de $1 \text{ kWh}_{\text{ep}} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$. Ce niveau change totalement la conception des pompes à chaleur et amène à les intégrer dans le système aéraulique.

Paroi	U ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	R ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$)
Toit	0,10 à 0,15	6,5 à 10
Mur	0,18 à 0,31	3,2 à 5,5
Sol sur terre-plein	0,25 à 0,42	2,4 à 4
Sol sur vide sanitaire	0,2 à 0,29	3,4 à 5
Menuiseries	U_w entre 0,7 et 1,7	-

De là, à la fois pour des raisons de coûts (de matériels et d'installation) mais aussi d'inertie thermique, les systèmes centralisés avec des radiateurs sur boucle d'eau chaude font de moins en moins sens. La rénovation du parc existant aura à trouver des solutions compatibles avec la vectorisation existante de la chaleur. Pour ce travail de thèse, nous prendrons comme référence un système de chauffage par pompe à chaleur air /air et ce pour une maison individuelle. La question qu'il faudra évaluer par modélisation et essais sera de savoir si cette PAC sera centralisée avec séparation des flux d'air dans chaque pièce ou sera un système multi-split avec des condenseurs dans chaque pièce.

L'arrivée programmée d'un nouveau dispositif de comptage qui permet notamment de programmer, relever, et vérifier le fonctionnement du compteur à distance, offre de nouvelles perspectives en termes de télé-services et de pilotage des usages. Effacer, au moins partiellement, certains équipements constitue un moyen aval de régulation de l'équilibre offre-demande qui allégerait les contraintes du système électrique. Il s'agit donc d'étudier les possibilités théoriques de foisonnement et de gestion en décalé de ces effacements courts et diffus (sur un très grand nombre de sites) pour obtenir, par agrégation, un effet de lissage de la consommation d'électricité, et donc de limiter les pointes supportées par le réseau, notamment en période de grand froid.

Sous réserve de disposer d'un système de stockage thermique compact, le chauffage est un usage potentiellement « dispatchable ». L'allure du signal France d'une journée d'hiver (Figure I-1) montre tout l'intérêt d'une gestion délocalisée de la pointe.

Le Tableau I-2 [RTE] permet également de confirmer les consommations exceptionnelles enregistrées pendant l'hiver 2009-2010, qui se situent effectivement toutes pendant la pointe du soir, qui est bien la cible de cette étude.

Date	Heure	Puissance instantanée
Mercredi 7 janvier 2009	19h00	92 400 MW
Mardi 12 janvier 2010	18h58	91 537 MW
Mardi 6 janvier 2009	19h01	91 500 MW
Jeudi 8 janvier 2009	19h03	91 402 MW
Vendredi 8 janvier 2010	18h54	91 383 MW

La problématique consiste à stocker de la chaleur lors du creux observé en fin d'après-midi, i.e. au moment où la température extérieure, et donc le coefficient de performance des PAC aérothermiques, sont généralement les plus élevés, pour la restituer lors des pics de consommation. Une durée d'effacement de quelques heures est déjà pertinente pour que le système électrique en tire un bénéfice significatif.

Sur l'exemple de la Figure I-2 montrant l'évolution de la température extérieure une journée d'hiver en région parisienne, un écart de 7 à 8 degrés est observé entre les heures les plus chaudes et la tranche de pointe (autour de 19h00). Le COP des pompes à chaleur sur l'air variant d'environ 0,1 point par degré de température d'air, un gain potentiel est estimé sur la performance de la machine, pouvant atteindre 20 à 25 % en privilégiant son fonctionnement durant ces heures les plus chaudes. De plus, lorsque les charges thermiques sont faibles (typiquement pour des températures extérieures variant entre 9 et 14 °C), le stockage thermique permet de faire fonctionner la PAC de manière continue en évitant ainsi les courts cycles qui constituent une pénalité énergétique majeure. Cet effacement des courts cycles est évalué au chapitre 5.

Aujourd'hui, en prenant pour exemple l'application Pompe à Chaleur (PAC) air/air, en utilisant un matériau à changement de phase optimisé pour une température de transition correspondant à l'application, soit de 30 à 45 °C, un effacement de 4 kWh (2 heures de chauffage pour une pièce de séjour pas très bien isolée) nécessite environ 60 litres de matériau (en prenant pour capacité de stockage 60 kWh/m³).

I.2 Etat de l'art

Actuellement la solution de stockage commercialisée est limitée aux systèmes de stockage par chaleur sensible utilisant l'eau. Pour une PAC à eau par exemple, un réservoir tampon avec une capacité de stockage d'énergie élevée peut décaler les heures de production de chaleur des heures de la consommation, et remédier au problème des courts cycles [FER07] [DAV75] [ABD82] [CHA83] [WIL89a] [WIL89b].

Plusieurs études ont été menées sur des systèmes de chauffage résidentiels avec stockage thermique latent. Un de ces systèmes, conçu par J. LONG et al. [LON08] pour une pompe à chaleur air/eau, vise à produire de l'eau chaude sanitaire en faisant fonctionner la PAC sur des durées plus courtes. Le stockage par chaleur latente a été aussi utilisé pour une PAC de chauffage résidentiel dans une étude de F. Agyenim et al. [AGY10] (Figure I-3). Le réservoir du MCP (paraffine) est un cylindre horizontal dans lequel est inséré le tube d'eau comportant huit ailettes parallèles à son axe. Le circuit d'eau est composé de deux boucles : une boucle de charge pour le transfert MCP-eau, et une autre de récupération pour évacuer la chaleur de l'eau à travers les radiateurs. Ces systèmes sont pénalisés par un écart de températures entre la « source » et le « puits » de chaleur.

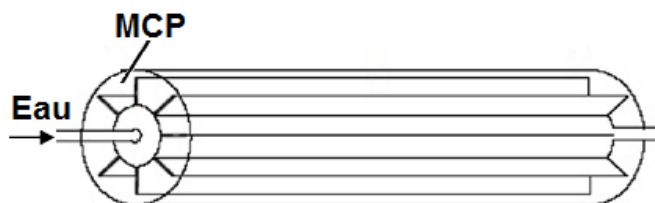


Figure I-3 – Le réservoir MCP conçu par F. Agyenim et al. [AGY10]

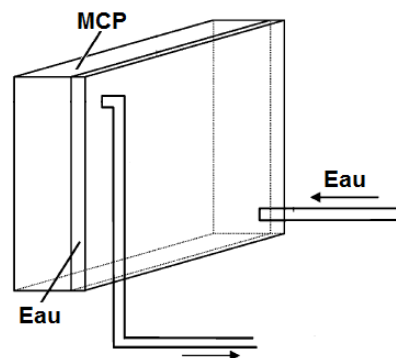


Figure I-4 – Le réservoir MCP conçu par U. Stritih [STR04]

U. Stirić a conçu deux réservoirs contenant de la paraffine, pour stocker de la chaleur latente utile dans le domaine des bâtiments (30 °C). Le premier système [STR03] consiste à incorporer de la paraffine dans les parois externes du bâtiment. Durant la journée, la paraffine, fondant à 30 °C, absorbe la chaleur solaire transmise par radiation. La restitution de cette chaleur se déroule durant la soirée par convection et par conduction. Le second réservoir présenté par U. Stirić [STR04] (Figure I-4) ayant une géométrie rectangulaire, échange de la chaleur avec de l'eau circulant sur une de ses facettes. Il existe dans la littérature un grand nombre d'études sur les designs et les optimisations des réservoirs à MCP comme [LIU06][MAR10][SHU09][BRO96][CON96][HAM06].

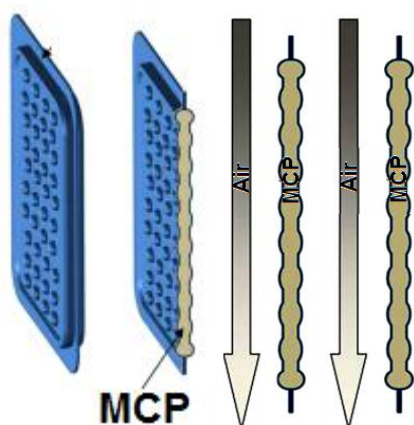


Figure I-5 – Echangeur air - MCP conçu par P. Dolado et al. [DOL11]

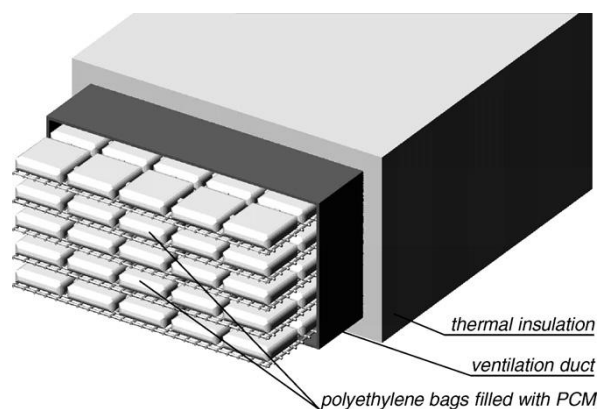


Figure I-6 – Echangeur air - MCP conçu par M. Zukowski [ZUK07a]

L'intégration des MCP dans les gaines d'air est aussi utilisée pour le stockage par chaleur latente. P. Dolado et al. [DOL11] (Figure I-5) par exemple ont modélisé et expérimenté un échangeur air - MCP. Le MCP est « macro-encapsulé » entre des plaques en aluminium et l'air circule parallèlement à ces plaques. Une autre géométrie réalisée par M. Zukowski [ZUK07a] (Figure I-6), consiste à placer le MCP en amont des gaines de distribution d'air dans des microcapsules en contact avec des matrices métalliques. Il existe également plusieurs études de stockage thermique dans les gaines comme [LAZ09a] [LAZ09b] [ZUK07b]. Le problème majeur de l'intégration des MCP dans les gaines est le coefficient d'échange médiocre entre l'air et le MCP dans les deux régimes, stockage et déstockage. L'air doit être soufflé avec une plus grande vitesse pour améliorer ce coefficient. Ces faits conduisent à une plus grande consommation électrique pour la ventilation, un niveau de bruit plus élevé et de mauvais rendements exergetique et énergétique.

I.3 Objectifs de la thèse

Le caractère novateur de cette thèse porte sur la combinaison d'une pompe à chaleur air/air et d'un système de stockage / déstockage thermique bénéficiant des dernières avancées sur les matériaux à changement de phase d'une part, et sur les échangeurs de chaleur d'autre part. L'utilisation d'une pompe à chaleur couplée à un stockage par MCP est étudiée pour analyser le temps de déphasage entre fourniture de chaleur au logement et production de chaleur par une PAC. La possibilité de réduire la consommation d'énergie et de faire croître le rendement annuel du système de chauffage sera aussi étudié (en optimisant le fonctionnement de la PAC dans les périodes où la température d'air extérieur est la plus élevée).

Un premier objectif de la thèse est de doter une Pompe à chaleur air/air, destinée à une maison individuelle basse consommation, d'un dispositif « échangeur stockeur/déstockeur »

permettant l'effacement total ou partiel de la PAC pendant au moins deux heures. Les travaux comportent :

- une modélisation dynamique du champ de température représentant le matériau à changement de phase dans différents types de structure d'échange
- la modélisation ayant permis d'identifier les conditions adaptées pour les transferts thermiques avec le MCP, l'air et le fluide frigorigène ; la conception et le dimensionnement d'échangeurs stockeurs/déstockeurs de chaleur peuvent alors être entrepris
- les essais sur un banc ad hoc pour valider la conception des échangeurs prototypes
- enfin l'intégration dans le système PAC, le développement des logiques de pilotage et les tests en conditions réelles.

Il est à noter que la conductivité thermique des MCP, généralement faible (de l'ordre de $0,2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour les paraffines), amène à concevoir des agencements innovants entre le MCP et ses surfaces d'échange à densité de flux très différentes.

Les condenseurs prototypes seront testés sur un banc d'essais qui permettra de mesurer les températures d'intérêt, les écarts de pressions, le débit d'air et les grandeurs permettant de caractériser la PAC comportant un stockage.

La toute première étape consiste à établir les besoins de chauffage horaires d'une maison individuelle BBC pendant la saison de chauffe.

II. Besoins de chauffage d'un Bâtiment à basse consommation

II.1 Définition d'un bâtiment à basse consommation

Conformément à l'article 4 de la loi Grenelle 1, la RT 2012 a pour objectif de limiter la consommation d'énergie primaire des bâtiments neufs à un maximum de $50 \text{ kWh}_{\text{EP}}.\text{m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ en moyenne pour couvrir les besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire ainsi que d'éclairage, de ventilation mécanique contrôlée et de climatisation éventuelle, tout en suscitant [DD12] :

- une évolution technologique et industrielle significative pour toutes les filières des enveloppes et des équipements,
- un très bon niveau de qualité énergétique du bâti, indépendamment du choix de système énergétique,
- un équilibre technique et économique entre les énergies utilisées pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire.

La méthode de calcul Th-B-C-E 2012 [TH12], qui a pour objet de décrire le calcul réglementaire, n'a pas pour vocation de faire un calcul de consommation réelle compte tenu des conventions retenues, notamment pour les apports, les températures de consigne et les horaires d'occupation. Cette méthode de calcul utilise comme données d'entrée tous les éléments descriptifs du bâtiment et de ses équipements. Les éléments apportés après la réception du bâtiment ainsi que les paramètres indépendants du bâtiment intervenant dans la méthode sont définis de façon conventionnelle : il s'agit notamment des données climatiques et celles relatives à l'occupation et l'usage des bâtiments.

La réglementation thermique 2012 est avant tout une réglementation d'objectifs et comporte :

- trois exigences de résultats : besoin bioclimatique, consommation d'énergie primaire, confort en été

- quelques exigences de moyens, limitées au strict nécessaire, pour refléter la volonté affirmée de faire pénétrer significativement une pratique (test d'étanchéité à l'air...).

Les exigences de résultats imposées par la RT 2012 sont de trois types.

○ L'efficacité énergétique du bâti

L'exigence d'efficacité énergétique minimale du bâti est définie par le coefficient « $B_{bio_{max}}$ » (besoins bioclimatiques du bâti). Cette exigence impose une limitation simultanée du besoin en énergie pour les composants liés à la conception du bâti (chauffage, refroidissement et éclairage), imposant ainsi son optimisation indépendamment des systèmes énergétiques mis en œuvre.

○ La consommation énergétique du bâtiment

L'exigence de consommation conventionnelle maximale d'énergie primaire se traduit par le coefficient « Cep_{max} », portant sur les consommations de chauffage, de refroidissement, d'éclairage, de production d'eau chaude sanitaire et d'auxiliaires (pompes et ventilateurs). Conformément à l'article 4 de la loi Grenelle 1, la valeur du Cep_{max} s'élève à $50 \text{ kWh}_{EP}/(\text{m}^2 \cdot \text{an})$ d'énergie primaire en moyenne, modulée selon la localisation géographique, l'altitude, le type d'usage du bâtiment et la surface moyenne des logements.

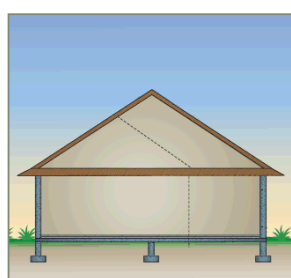
Cette exigence impose, en plus de l'optimisation du bâti exprimée par le B_{bio} , le recours à des équipements énergétiques performants, à haut rendement.

○ Le confort d'été dans les bâtiments non climatisés

A l'instar de la RT 2005, la RT 2012 définit des catégories de bâtiments dans lesquels il est possible d'assurer un bon niveau de confort en été sans avoir à recourir à un système actif de refroidissement. Pour ces bâtiments, la réglementation impose que la température la plus chaude atteinte dans les locaux, au cours d'une séquence de cinq jours très chauds d'été, n'excède pas un seuil.

II.2 Modélisation du bâtiment

Le modèle de bâtiment utilisé est la maison Mozart (Figure I-7). C'est une maison de plein pied sur vide sanitaire et sous combles non aménagés de 100 m^2 habitables (118 m^2 SHON).



Mozart



Figure I-7 – Vue d'ensemble de la maison Mozart

II.2.1 Enveloppe

Dans le cadre du projet Stock-aiR2 des simulations ont été réalisées sous Dymola. Bien que modélisée en mono-zone (nœud d'air d'un volume de $252,15 \text{ m}^3$), l'inertie liée aux parois internes est prise en compte. Par souci de simplicité, le garage attenant et les combles non aménagés ne sont pas pris en compte. La géométrie finale du modèle est donc

Chapitre I. Le stockage d'énergie intégré dans une PAC

parallélépipédique 12,3 m x 8,2 m avec allongement du bâtiment selon les directions Est-Ouest, les façades étant orientées selon les quatre points cardinaux.

Le Tableau I-3 présente les différentes caractéristiques de l'enveloppe de la maison Mozart ainsi que les recommandations Effinergie (label BBC [EFF]) pour comparaison. Ce tableau permet aussi le calcul de la valeur analytique du coefficient de transfert thermique global du bâtiment U_{bat} :

$$U_{bat} = \frac{\sum U.S.b}{\sum S} = 0.3 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \quad (\text{Eq. I-1})$$

Tableau I-3 – Description de l'enveloppe

Type paroi	Matériau	Ep (m)	P (kg.m ⁻³)	Cp (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	R _{matériau} (m ² .K ¹ .W ⁻¹)	U _{paroi} (W.m ⁻² .K ⁻¹)	R _{paroi} (m ² .K ¹ .W ⁻¹)	R _{effinergie} (m ² .K ¹ .W ⁻¹)	S (m ²)	b (-)	U.S.b (W.K ⁻¹)
Murs extérieurs	intérieur			h_{conv}	7.69	0.13	0.274	3.6	3.2 à 5.5	87.5	1.0	24.0
	Plâtres de plâtre	0.01	850	800	0.35	0.03						
	Isolant XPS	0.1	35	1200	0.03	3.33						
	Béton plein	0.2	2300	920	1.75	0.11						
	extérieur			h_{conv}	25.00	0.04						
Plancher	intérieur			h_{conv}	5.88	0.17	0.263	3.8	terre plein 2.4 à 4 vide sanitaire 3.4 à 5	100.9	1.0	26.6
	Carrelage	0.01	800	850	1.3	0.01						
	Béton plein	0.2	2300	920	1.75	0.11						
	Isolant XPS	0.1	35	1200	0.03	3.33						
	extérieur			h_{conv}	5.88	0.17						
Plafond	extérieur			h_{conv}	10.00	0.10	0.191	5.2	6.5 à 10	100.9	1.0	19.3
	Laine de verre+ Solives en bois	0.25	100	980	0.05	5.00						
	Plâtres de plâtre	0.01	850	800	0.35	0.03						
	intérieur			h_{conv}	10.00	0.10						
Vitrages	double vitrage argon peu émissif						1.43	0.7		15	1.0	21.45
U_{bat} (W.m⁻².K⁻¹)												0.30

La valeur analytique du U_{bat} a été vérifiée par une simulation en régime statique. Il est à noter que cette formule ainsi que la modélisation proposée ne tiennent pas compte des ponts thermiques linéiques et ponctuels. Ils jouent un rôle minime pour les bâtiments BBC. Dans la littérature, les valeurs de U_{bat} recommandées pour être Bâtiment Basse Consommation (BBC), selon les exigences de 2012, sont comprises entre 0,2 W.m⁻².K⁻¹ et 0,4 W.m⁻².K⁻¹ [TIT08] [CHL08] [THI08].

La composition des parois internes est présentée Tableau I-4. Ces parois sont de deux types, les refends et les cloisons légères.

Tableau I-4 – Caractéristiques des parois intérieures

Type paroi	Matériau	Ep (m)	ρ (kg.m ⁻³)	Cp (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	S (m ²)
Refends	Plâtre	0,01	900	837	0,35	19
	Blocs creux	0,2	1600	920	0,8	
	Plâtre	0,01	900	837	0,35	
Cloisons légères	Plâtre	0,01	900	837	0,35	67,13
	Air	0,03	1,218	1000	0,19	
	Plâtre	0,01	900	837	0,35	

II.2.2 Ventilation

Le système de ventilation retenu pour cette étude est un système de type hygroréglable pour lequel le débit de ventilation dépend de l'humidité intérieure. Or, dans cette étude, les comportements du bâti et des systèmes sont uniquement modélisés en thermique pure (pas de scénario de production de vapeur ou tampon hygroscopique...). Des études plus approfondies [KOF09] [AGC] ont montré qu'un système de ventilation hygroréglable sous conditions standards d'humidité intérieure pouvait être modélisé par un débit de ventilation moyen d'environ $0,35 \text{ vol.h}^{-1}$.

II.3 Scénarios

II.3.1 Météo

La météo choisie pour cette étude est celle de Trappes. Elle est la météo la plus représentative du point de vue du nombre d'habitations. Elle correspond à la zone H1a (Figure I-8) qui est une des zones les plus froides du climat français.

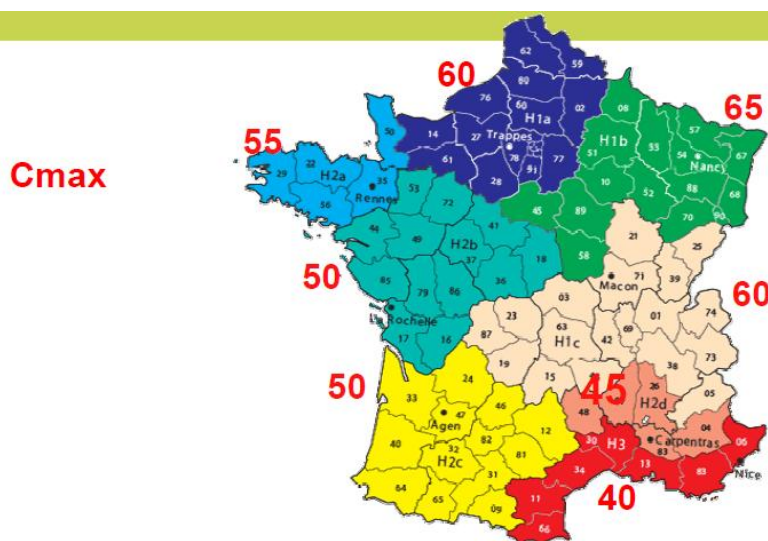


Figure I-8 – Zones thermiques françaises et exigences de la RT 2012 [DEV]

En matière de consommation énergétique, le label BBC Effinergie basé sur la RT 2012 impose une exigence de $60 \text{ kWh}_{EP} \cdot \text{m}^2_{SHON} \cdot \text{an}^{-1}$ pour la zone H1a (Figure I-8). Le fichier météo utilisé est au pas de temps horaire et est issu de Meteonorm. Il fournit des informations sur la température extérieure, les flux solaires (direct et diffus), le vent... Le modèle utilisé étant en thermique pure, les informations décrivant le vent ne sont pas prises en compte. Seuls les flux solaires et la température extérieure sont utilisés par le modèle.

II.3.2 Apports internes

Les apports internes simulés sont issus de scénarios provisoires de la RT 2012. Trois types d'apports internes thermiques sont pris en compte, les occupants, les usages spécifiques et l'éclairage.

○ Les occupants

Trois personnes adultes (ou équivalent) occupent la maison au maximum et chaque personne fournit 90 W_{th} en activité normale. Ce scénario prévoit deux périodes d'absence en raison de vacances (une semaine en décembre et deux semaines en août) ainsi qu'une période d'absence par jour durant les jours de semaine (de 10h00 à 14h00 le mercredi et de 10h00 à 18h00 les autres jours). Lors de ces périodes d'absence, les apports thermiques liés aux occupants sont fixés à zéro. Pendant les périodes de sommeil (de 22h00 à 6h00) les

apports thermiques sont fixés à 70 % des apports maximum (soit $189 W_{th}$ pour trois personnes). Le reste du temps, les apports sont maximums ($3 * 90 W_{th} = 270 W_{th}$).

○ Usages spécifiques

Les usages spécifiques sont définis par un coefficient de $5,7 W.m^{-2}_{habitable}$ et par une corrélation en fonction de la présence et de l'activité des occupants. Lors des périodes de vacances, ils sont fixés à 0 %. Lors des absences en semaine et pendant les périodes de sommeil (de 22h00 à 6h00) les apports sont de 20 %. Le reste du temps, les apports sont fixés à 100 %.

○ Eclairage

Les apports thermiques liés à l'éclairage sont aussi corrélés aux activités et à la présence des occupants. Pendant les périodes de vacances, d'absence en semaine et de sommeil, les apports sont nuls. Le reste du temps ils sont estimés à $2 W.m^{-2}_{habitable}$.

II.3.3 Température de consigne

La température de consigne est fixée par la RT 2012 à 19 °C pendant les périodes d'occupation. Lors des périodes courtes d'inoccupation (absence pendant les jours de semaine), un réduct de semaine est conseillé, la température de consigne est fixée à 16 °C. Pendant les périodes longues d'inoccupation (vacances), la température de consigne est fixée à 7 °C, c'est le réduct de vacances.

II.4 Calcul du besoin de chauffage sur la saison de chauffe

Au regard des hypothèses évoquées précédemment, le besoin annuel en énergie utile de chauffage peut être estimé par simulation. Le besoin en énergie finale sera ainsi :

$$Besoin_1 = 24,1 kWh_{EF}.m_{SHON}^{-2}.an^{-1} \quad (Eq. I-2)$$

Cette étude s'intéresse à l'effacement de la puissance de chauffage entre 18h00 et 20h00. Le scénario avec réduct de semaine conduit à des périodes de relance et d'arrêt qui sont dommageables pour l'étude car elles viennent interférer avec les périodes d'effacement piloté dont il est question. Pour cela il est convenu de ne pas appliquer le réduct de semaine.

En ce qui concerne le scénario de réduct de vacances, dans un premier temps, ce réduct a été supprimé totalement. Cependant, les apports internes étant nuls durant la période de vacances, la semaine de vacances d'hiver apparaissait très nettement comme celle nécessitant la plus grande énergie de chauffage. Afin de diminuer cet effet, la température de consigne de 16 °C a été considérée étant plus réaliste.

Au regard de ces modifications de scénarios de réduits, le besoin de chauffage sera de :

$$Besoin_2 = 26,7 kWh_{EF}.m_{SHON}^{-2}.an^{-1} \quad (Eq. I-3)$$

En considérant une température de consigne fixe plus réaliste de 21 °C (au lieu de 19 °C) et les mêmes scénarios d'apports internes et de réduits que précédemment, le besoin en énergie finale de chauffage sera de :

$$Besoin_3 = 35,7 kWh_{EF}.m_{SHON}^{-2}.an^{-1} \quad (Eq. I-4)$$

Les calculs RT avec température intérieure de 19 °C sous-estiment les besoins de chauffage par rapport à la réalité du terrain (température moyenne plutôt autour de 21 °C). De même, il est plus sûr pour le dimensionnement du système de privilégier la solution avec les scénarios de réduits évoqués précédemment plutôt que ceux réglementaires du paragraphe. Par ailleurs, les scénarios d'apports internes sont toujours pris en compte. La simulation retenue correspond donc au besoin en énergie finale de chauffage *Besoin₃*.

II.5 Spécificités de l'effacement

Au vu des hypothèses détaillées précédemment et en appliquant les scénarios de consigne et d'apports internes conduisant au *Besoin₃*, il est possible de simuler les puissances de chauffage appelées à chaque pas de temps. Cette analyse permet d'obtenir en première approche une idée de la quantité d'énergie à stocker pour effacer le système de chauffage ainsi que la puissance nécessaire au maintien de la température de consigne. Cette quantité d'énergie est appelée ici « énergie de stockage » et la puissance est appelée « puissance de déstockage ».

II.5.1 Répartition des besoins d'effacement

La Figure I-9 illustre l'occurrence des besoins d'effacement sur l'année. Globalement, il y a 140 jours pendant lesquels une puissance de chauffage est nécessaire entre 18h00 et 20h00 pour maintenir la température de consigne à 21 °C.

La Figure I-9 met en évidence le faible pourcentage (5 %) de jours nécessitant une quantité d'énergie supérieure à 3 000 Wh. En effet, avec un stockage d'énergie de 3 000 Wh, le système de chauffage pourrait être effacé pendant deux heures ou plus pour 133 jours sur 140 (soit 95 %). Les sept jours restant, l'effacement n'atteindra pas la durée cible des deux heures.

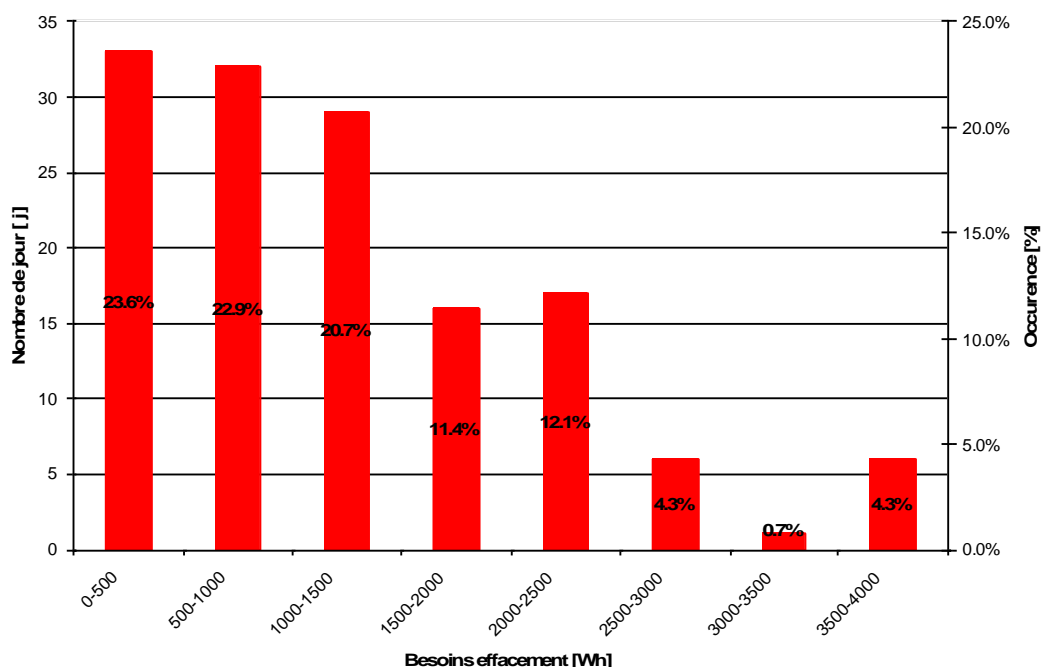


Figure I-9 – Occurrence des besoins d'effacement

Afin d'effacer le système de chauffage sans perte de confort, i.e. maintien de la température intérieure à la consigne, le stockage doit être en mesure de fournir la puissance thermique nécessaire. Pour ce faire, une analyse en puissance doit être réalisée.

II.5.2 Puissance de déstockage

Afin de quantifier la puissance de déstockage nécessaire pour maintenir la température intérieure à sa consigne, une analyse sur le jour le plus froid doit être menée. Il est défini comme le jour nécessitant la plus grande énergie de chauffage entre 18h00 et 20h00. En théorie, la puissance de chauffage maximale le jour le plus froid n'est pas nécessairement la puissance de chauffage maximale sur la période de 18h00 à 20h00, cependant elle en constitue une bonne indication. Ici, c'est le même jour.

La Figure I-10 représente l'évolution des températures intérieure et extérieure le jour le plus froid. La courbe rouge représente la puissance thermique nécessaire au système de chauffage pour maintenir la température intérieure à sa valeur de consigne. Il est à noter que le 362^{ème} jour de l'année est un jour de la semaine de vacances d'hiver, par conséquent la température de consigne est de 16 °C (courbe verte).

La Figure I-10 permet aussi de mettre en évidence la puissance de déstockage nécessaire qui est la valeur maximale de la puissance de chauffage sur la période de 18h00 à 20h00. La puissance de déstockage permettant de maintenir la température de consigne doit être, au minimum, d'environ 1 910 W.

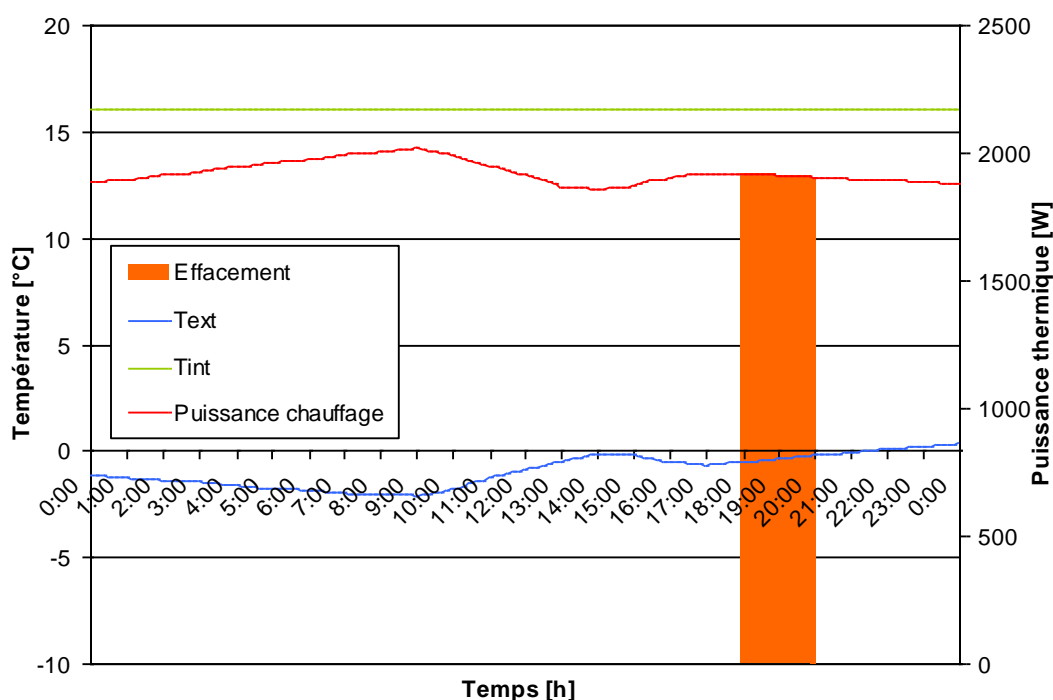


Figure I-10 – Evolution des températures et puissance le jour le plus froid (362ème jour)

La quantité d'énergie nécessaire pour effacer le système de chauffage le jour le plus froid est représentée par l'aire orange. Cette quantité d'énergie est l'intégrale de la puissance de chauffage entre 18h00 et 20h00. Cette quantité d'énergie est égale à 3 822 Wh le jour le plus froid.

Le Tableau I-5 illustre la quantité d'énergie nécessaire pour effacer le système de chauffage entre 18h00 et 20h00 lors des vingt jours les plus froids de l'année (définis comme les jours où les besoins de chauffage entre 18h00 et 20h00 sont les plus importants).

Les résultats figurant Tableau I-5 ont été obtenus avec les mêmes hypothèses et scénarios que ceux utilisés pour les simulations.

Afin de réduire le dimensionnement de la puissance du système, une autre possibilité consiste à prendre le jour le plus froid ayant un besoin d'effacement inférieur à 3 000 Wh. D'après le Tableau I-5, c'est le 16^{ème} jour de l'année. La Figure I-11 représente l'évolution

des températures intérieure et extérieure le jour le plus froid. La courbe rouge représente la puissance thermique nécessaire au système de chauffage pour maintenir la température intérieure à sa valeur de consigne. Le 16^{ème} jour de l'année ne fait pas partie de la période de vacances et par conséquent la température de consigne est de 21 °C. Il résulte que la puissance de déstockage doit être d'environ 1 640 W. L'énergie de stockage est de 2 959 kWh. Il est à noter que la forte variation de la puissance de chauffage est due majoritairement aux scénarios d'apports internes.

Jour	Besoin Effacement (W.h)	Text 18h00 (°C)	Text 19h00 (°C)	Text 20h00 (°C)
362	3822	-0,5	-0,4	-0,2
365	3799	1,9	1,6	1,2
360	3741	-0,7	-0,9	-1,1
359	3691	-3,6	-3,6	-3,6
361	3611	-0,2	-0,3	-0,5
15	3582	-3,4	-3,1	-2,9
363	3097	3,4	3,4	3,4
16	2959	0,6	0,6	0,5
12	2952	-5,2	-5,6	-6,0
14	2912	-1,3	-1,4	-1,5
45	2796	-3,2	-3,7	-4,1
357	2541	-0,5	-0,8	-1,0
35	2513	-0,5	-0,3	0,0
9	2493	1,4	1,2	1,0
355	2442	-0,7	-0,6	-0,6
46	2416	-0,7	-0,5	-0,4
37	2407	1,9	1,7	1,5
40	2400	-0,3	-0,4	-0,4
347	2375	1,0	1,2	1,6
10	2329	2,1	2,0	1,8

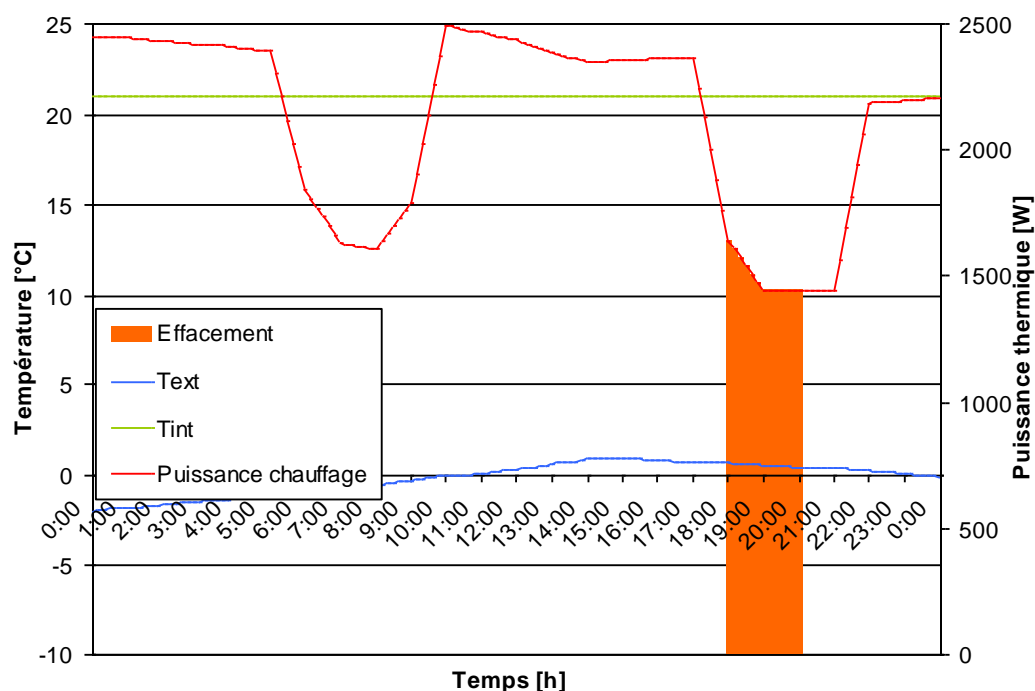


Figure I-11 – Evolution des températures et puissance le 16ème jour

II.5.3 Stratégies de fonctionnement

Le dimensionnement de l'effacement, tel qu'il est présenté ici, laisse apparaître plusieurs stratégies tant en terme de puissance de déstockage que d'énergie d'effacement :

- stratégie 1 : effacement de 2 h garanti et pas d'inconfort,
- stratégie 2 : effacement de 2 h garanti pour 95 % des jours et aucun inconfort,
- stratégie 3 : effacement de 2 h garanti pour 95 % des jours et pas d'inconfort ces mêmes jours.

La stratégie 1 repose sur un dimensionnement du système « au maximum », ainsi aucun inconfort n'est autorisé, ni une durée d'effacement inférieure à 2 h. Pour ce faire, l'énergie de stockage doit être d'environ 3 820 Wh et la puissance de déstockage doit être d'environ 1 910 W.

Pour la stratégie 2, il est souhaité de s'effacer pendant 2 h (au minimum) 95 % des jours sans perte de confort. Les autres jours, il n'y aura pas d'inconfort mais la période d'effacement sera nécessairement inférieure à 2 h. L'énergie stockée doit être d'environ 3 000 Wh et la puissance de décharge d'environ 1 910 W.

Dans la stratégie 3, un inconfort et une durée d'effacement inférieure à 2 h sont autorisés dans les 5 % des jours les plus froids. Le reste du temps il n'y a pas d'inconfort et la durée d'effacement de 2 h est garantie. L'énergie stockée doit être d'environ 3 000 Wh et la puissance de décharge d'environ 1 640 W.

D'autres stratégies de dimensionnement sont envisageables suivant les paramètres les plus critiques pour le système de stockage MCP (quantité d'énergie à stocker et/ou puissance de décharge).

II.6 Cas de besoins réduits

Un BBC plus exigeant en termes de déperditions, appelé « Passif », qui est déjà prévu pour 2020, a été modélisé sur *Comfie* (Figure I-12) et simulé dans la même zone climatique (Trappes).

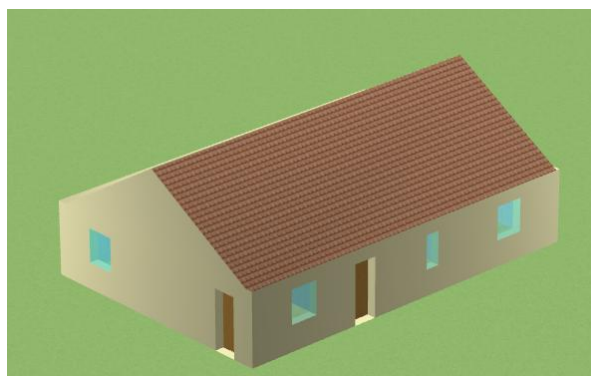


Figure I-12 – Maison « Passif »

En reprenant les mêmes hypothèses de calcul du Besoin₃, le besoin de cette maison en énergie finale de chauffage sera de :

$$\text{Besoin}_4 = 8 \text{ kWh}_{EF} \cdot m_{SHON}^{-2} \cdot \text{an}^{-1} \quad (\text{Eq. I-5})$$

Cette maison sera considérée comme la maison de référence pour le dimensionnement et les simulations de la PAC. La stratégie 1 sera prise en considération (aucun inconfort). L'énergie à stocker sera de 800 Wh et la puissance de déstockage maximale sera de 400 W.

III. Conclusions

Le chauffage domestique a une grande influence sur la demande d'électricité surtout les heures de pointe durant l'hiver. D'où l'idée d'intégrer un système de stockage thermique journalier dans les pompes à chaleur, qui si cette technologie est utilisée massivement pour le chauffage domestique permettra alors de réduire de pic de demande électrique entre 18 et 20h et cela en décalant le temps de production de celui de consommation.

Le système PAC avec stockage intégré au condenseur n'est pas forcément moins efficace qu'une PAC sans stockage. Ceci est dû au fait que les heures creuses de demande d'électricité, qui sont bien sûr les heures les plus favorables pour un fonctionnement en mode stockage de la PAC correspondent aux heures pendant la journée aux heures où la température extérieure est la plus élevée et donc où le COP de la PAC est potentiellement le plus élevé. Au chapitre 5, des simulations réalistes ont montré l'impact du stockage/déstockage sur l'efficacité énergétique de la PAC pour différents scénarios de régulation et différentes journées types.

La réglementation thermique française dite RT 2012 impose une consommation en énergie primaire de 50 kWhEP.m⁻².an⁻¹ pour couvrir les cinq besoins (chauffage, Eau chaude Sanitaire, ventilation, climatisation, éclairage) des logements neufs. Une maison Mozart de 100 m² habitable conçue pour respecter la RT 2012, nécessitera entre 24 et 36 kWh.m⁻².an⁻¹ en énergie finale pour le chauffage, selon les scénarios et les températures de consigne considérés. Le jour le plus froid a été identifié comme le jour ayant les besoins les plus élevés entre 18h et 20h (les heures d'effacement).

L'effacement entre 18h et 20h peut être réalisé avec une PAC stockant 800 Wh apte à déstocker une puissance de 400 W en continu. Bien sûr, cet effacement pourra durer plus longtemps pour les besoins thermiques plus faibles.

Chapitre II. Matériaux à Changement de Phase – Paraffines, Sels ou Eutectiques

I. Introduction

Un matériau à changement de phase - ou MCP - est un matériau apte à changer d'état physique dans une plage de température restreinte. Dans cet intervalle de température, les changements de phase vont s'effectuer dans le sens de la fusion ou de la solidification suivant l'apport ou, au contraire, l'emport d'énergie.

Tout matériau, solide ou liquide (ou gazeux) possède une capacité à stocker ou céder de l'énergie sous forme de chaleur. On distingue deux types de transfert de chaleur (ou transfert thermique) :

- Le transfert thermique par Chaleur Sensible (CS) - Dans ce cas, le matériau peut céder ou stoker de l'énergie thermique par variation de sa propre température, sans pour autant changer d'état. La grandeur utilisée pour quantifier la CS échangée par un matériau est la chaleur massique, notée C_p et exprimée en $J.kg^{-1}.K^{-1}$ [LAN83].

$$Q = m \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad (\text{Eq. II-1})$$

- Le transfert thermique par Chaleur Latente (CL) - Le matériau peut stocker ou céder de l'énergie par changement d'état, tout en conservant une température constante, celle du changement d'état. La grandeur utilisée pour quantifier la CL échangée par un matériau est la chaleur latente de changement de phase notée h_{LS} pour un changement de phase liquide/solide, et h_{LV} pour un changement de phase liquide/vapeur. Celle-ci est exprimée en $J.kg^{-1}$ [ABH83].

$$Q = m \left(\int_{T_1}^{T_i} C_p dT + \Delta H_i + \int_{T_i}^{T_2} C_p dT \right) \quad (\text{Eq. II-2})$$

Dans un transfert thermique où le MCP est endothermique, une première phase est marquée par un échange par chaleur sensible (SCS), la température du MCP s'élève par absorption de la chaleur. Contrairement aux SCS classiques, lorsque les MCP atteignent la température à laquelle ils changent de phase (leur température de fusion), ils absorbent de grandes quantités de chaleur à cette même température presque constante. Le MCP continue à absorber la chaleur sans une augmentation significative de sa température jusqu'à ce que tout le matériau se transforme en liquide. Lorsque la température ambiante autour d'un matériau liquide chute, le MCP se solidifie et libère sa chaleur latente stockée.

II. Stockage d'énergie thermique

Les systèmes de stockage CL présentent certains avantages par rapport aux systèmes de CS. L'avantage le plus important est la densité d'énergie thermique de stockage élevée, par unité de masse et par unité de volume, à une température constante correspondant à la température de transition de phase du MCP.

Ces systèmes thermo-chimiques se basent sur l'énergie absorbée et libérée provenant de la rupture et du réarrangement des liaisons moléculaires durant une réaction chimique réversible. La chaleur stockée dépend donc de la quantité de matériau de stockage, de la chaleur de réaction endothermique, et de l'intensité de la conversion [KAY99].

$$Q = a_r m \Delta H_r \quad (\text{Eq. II-3})$$

Le stockage thermique par chaleur latente peut être obtenu par des transformations solide-solide, solide-liquide, solide-gaz et liquide-gaz.

En transition solide - solide, la chaleur est stockée lorsque le matériau change de structure cristalline. Les changements de phase solide-solide sont généralement très lents et présentent une chaleur de transformation faible. Par contre, les MCP solide-solide réduisent les contraintes dues aux changements de volume et offrent une plus grande souplesse de conception [CLA81]. Les matériaux les plus prometteurs sont les solutions solides organiques de Penta-érythritol, Penta-glycerine, Li_2SO_4 et KHF_2 [PAP99]. Un mur Trombe rempli de ces matériaux présente de meilleures performances d'inertie qu'un mur Trombe béton ordinaire.

Les changements de phase solide-gaz et liquide-gaz génèrent une chaleur latente élevée. Par contre, cette transition est accompagnée d'un grand changement de volume, ce qui rend leur utilisation pour le stockage thermique complexe et peu pratique.

Les transformations solide-liquide, comparativement aux liquide-gaz, ont une chaleur latente plus faible. Cependant, ces transformations impliquent seulement un petit changement en volume (de l'ordre de 15 %). Les transitions solide-liquide sont prouvées être économiquement intéressantes pour l'utilisation dans les systèmes de stockage d'énergie thermique. Par contre, les MCP mêmes ne peuvent pas être utilisés en tant que milieu de transfert de chaleur. L'échangeur de chaleur à utiliser doit être conçu spécialement pour l'application, en vue de la faible diffusivité thermique des MCP en général. Ceci constitue le défi majeur des systèmes utilisant ces matériaux. Le changement de volume du MCP lors de la fusion nécessite également une conception spéciale du conteneur. Il devrait être en mesure d'absorber ces variations de volume et devrait également être compatible avec le MCP utilisé. Tout système de stockage par chaleur latente doit donc posséder au moins les trois propriétés suivantes : un MCP adapté à son point de fusion dans la plage de température souhaitée, une surface d'échange de chaleur appropriée et un récipient compatible avec le MCP.

De nombreux MCP solide-liquide sont disponibles dans les plages de température d'intérêt. Pour les températures de 20 °C à 50 °C associées au confort thermique humain, certains MCP sont très efficaces. Ils stockent de 5 à 14 fois plus de chaleur par unité de volume de stockage que les matériaux classiques à chaleur sensible tels que l'eau, la maçonnerie, ou les roches.

III. Équilibre de phases – Variance et règle des phases

Un constituant peut, suivant les conditions de température, pression ou concentration se trouver sous trois phases :

- la phase vapeur ou gazeuse : c'est un gaz pur ou un mélange
- la phase liquide : il s'agit d'un liquide pur ou d'une solution
- la phase solide : il s'agit du constituant sous forme d'un cristal ou d'un mélange

Un même corps peut présenter différentes formes cristallines (différentes répartitions géométriques des molécules dans l'espace) dites formes polymorphiques.

Lors de la fusion d'un corps, lorsqu'une particule solide atteint la température de fusion elle est en équilibre de phases. Les lois des équilibres de phase font intervenir uniquement les variables intensives ou locales du système. Ces variables sont typiquement la température, la pression ou les concentrations dans chaque phase. D'autres variables sont aussi nécessaires pour caractériser le système. Ce sont les variables extensives telles que le volume, la masse, les quantités de chaque produit ou/et de chaque phase... Elles n'interviennent pas pour définir les conditions d'équilibre qui sont locales.

La règle des phases (ou loi de Gibbs) permet de calculer la variance w qui est le nombre de variables intensives indépendantes (nécessaires et suffisantes) pour définir les conditions d'équilibre (degrés de liberté).

$$w = C - r + 2 - \varphi \quad (\text{Eq. II-4})$$

Cette règle est illustrée pour les corps purs ou pour les solutions. L'hypothèse prise est que la pression est constante et égale à la pression atmosphérique. D'après la règle des phases ci-dessus, toute modification de la pression devrait entraîner une modification de la température ou des concentrations d'équilibre. Il faut remarquer que les propriétés physiques des phases condensées varient relativement peu avec la pression

III.1 Fusion des corps purs

Pour un corps pur stable à l'équilibre liquide-solide (fusion), l'équation II-4 donne un seul degré de liberté. L'équilibre est atteint à une température fixe pour une pression imposée. La valeur de cette température sous pression atmosphérique est considérée comme une propriété du corps. Donc tant que les deux phases coexistent, la température restera rigoureusement constante (c'est la température de fusion $T = T_f$). Toute la fusion se déroulera à une température fixe.

Avec certains constituants, c'est un équilibre polymorphique solide-solide qui est utilisé pour le stockage du chaud. Les lois thermodynamiques de ces équilibres sont les mêmes que pour les équilibres liquide-solide ($w = 1$).

III.2 Fusion des solutions

A l'équilibre de phases dans le cas d'une solution binaire (deux constituants), la variance w est égale à 2. Si la pression est fixée, la température d'équilibre sera fonction de la concentration dans une phase. Si cette concentration est modifiée, la température d'équilibre sera changée ainsi que les autres concentrations. La masse totale des produits étant constante, ce sont les concentrations qui varient et la fusion ne se fait pas à température fixe.

III.2.1 Solutions salines

Les solutions salines sont composées d'un solvant et d'un soluté. Le solvant le plus utilisé est l'eau où la solution sera dite solution aqueuse. Ces solutions admettent deux degrés de liberté, la pression sera considérée imposée égale à la pression atmosphérique. La température de fusion et la composition physique (fraction des phases) seront données alors par un diagramme de phases spécifiques à chaque solution [DUM]. La figure II-1 représente le diagramme de phases isobare d'un mélange binaire où les phases solides sont immiscibles. C'est le cas des mélanges eau-sel.

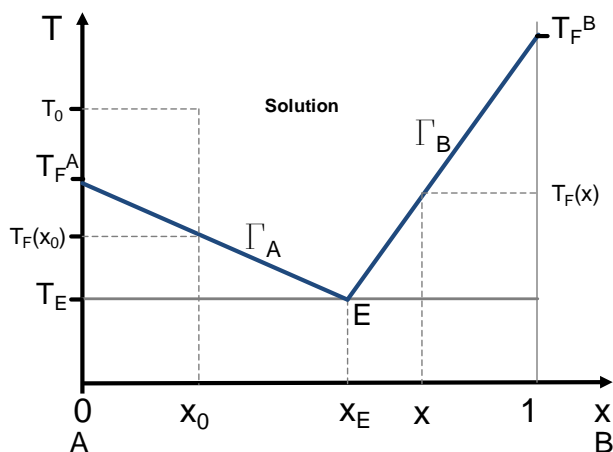


Figure II-1 – Diagramme de phases schématisé d'un mélange binaire avec phases solides immiscibles

Les concentrations sont exprimées en fractions massiques de la forme :

$$x = \frac{m_B}{m_A + m_B} \quad (\text{Eq. II-5})$$

Un diagramme de phase d'une solution binaire est constitué de deux liquidus et deux solidus. Les liquidus Γ_A et Γ_B présentent, pour une fraction massique en constituant B, la température d'équilibre avec les composants A et B respectivement. Les solidus, qui représentent les températures d'équilibre en fonction des concentrations en phase solide, ont ici une forme un peu particulière puisque les phases solides sont pures. Elles sont donc constituées des deux droites verticales à $x = 0$ et $x = 1$, limitées vers le haut par les températures de fusion des corps purs T_F^A et T_F^B .

Un point très particulier d'un diagramme de phase est celui de l'intersection des liquidus : le point E. En effet, à la température T_E , il y a équilibre entre trois phases : le solide A pur, le solide B pur et une solution à la fraction molaire x_E . Dans ce cas, appelé mélange eutectique, trois phases existent alors $\phi = 3$ entraînant $w = 1$. Si la pression est fixée, toutes les autres variables intensives sont fixées par la nature conjointe des constituants A et B. Ainsi sont fixées la température T_E et la concentration de la solution x_E . Cela veut dire que, tant qu'il y a présence des trois phases, la température de fusion reste rigoureusement fixe : c'est la fusion eutectique. Au cours de cette fusion, les quantités de A et de B nécessaires se transforment pour que la fraction molaire du liquide soit exactement x_E . C'est un autre moyen d'obtenir un MCP fondant à une température fixe. Les MCP eutectiques aqueux sont utilisés pour le stockage du froid à des niveaux de température inférieurs à 0 °C. Comme les températures de fusion des sels dissouts sont très élevées, la concentration eutectique est généralement basse. Il faut donc assez peu de sel (qui coûte le plus cher) pour disposer d'un MCP. De plus, la chaleur latente de fusion eutectique sera très proche de celle de fusion de

la glace (qui est très intéressante par ailleurs). Pour avoir différents MCP à différentes T_E , il suffira de changer le sel utilisé.

Le processus de fusion d'une solution à une concentration x_0 différente de celle de l'eutectique se déroule d'une manière plus compliquée. En considérant que $x_0 < x_E$, au départ deux phases solides immiscibles A et B sont présentes, dont les proportions sont respectivement $(1 - x_0)$ et x_0 . Cet état restera tant que la température du mélange est inférieure à T_E . Une fois cette dernière température atteinte, une solution de concentration x_E commence à se former en présence des quantités des solides A et B. La température du mélange ne dépassera pas T_E tant qu'il y a encore du solide B ($x_0 < x_E$). Une fois tout le solide B fondu, la hausse de température est accompagnée par une augmentation de la masse liquide (diminution de la concentration de la solution en B) et une diminution de la masse du solide A. Lorsque le mélange atteint la température d'équilibre (donnée par le liquidus Γ_A pour une concentration x_0) il sera complètement à l'état liquide de concentration massique x_0 .

Le thermogramme de la figure II-2 est obtenu en calorimétrie au cours de la fusion d'une solution cristallisée.

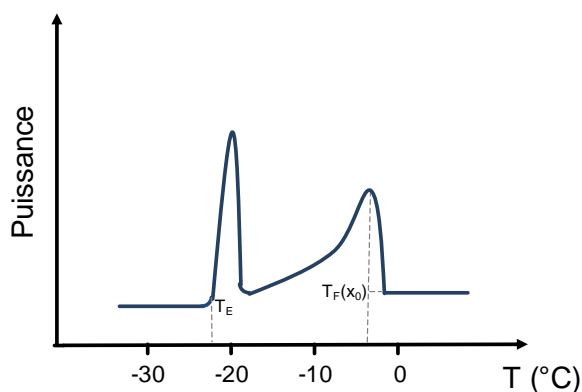


Figure II-2 – Thermogramme typique d'une solution

Cette courbe donne la puissance absorbée par les différentes transformations au cours d'un réchauffement. La première partie, où la puissance est presque constante, présente le réchauffement du solide ($T < T_E$) avec une capacité calorifique du solide C_{pS} constante. Une fois la température T_E atteinte, une grande puissance est absorbée correspondant à la fusion totale du solide B. Pour $T_E < T < T_F$ la puissance correspond à la fusion du solide A, elle augmente progressivement pour atteindre le maximum à la température d'équilibre T_F . Après elle diminue pour atteindre une valeur constante correspondant au réchauffement de la solution liquide avec C_{pL} constante. Ainsi, en pratique, le déstockage du froid (ou le stockage du chaud) aura lieu sur plusieurs intervalles de températures. Cela est, bien sûr, dommageable pour un stockage (ou déstockage) pratique. C'est pourquoi, pour ce type de solutions, seules les concentrations eutectiques sont vraiment utilisées.

Remarque : lorsqu'une température de déstockage (ou de stockage) ne correspond pas à un mélange eutectique connu ou économiquement acceptable, il est possible d'utiliser un mélange ternaire où, sur le même principe, il sera possible de trouver une concentration donnant un équilibre monovariant.

Pour évaluer l'énergie par unité de masse mise en œuvre à l'eutectique d'une solution aqueuse, il faut tenir compte de la fusion de la glace, de celle du sel et de l'énergie de mélange :

$$L_E(T_E) = (1 - x_E)L_{F\text{ eau}}(T_E) + x_EL_{diss}(T_E) + \Delta H_{dil}(T_E) \quad (\text{Eq. II-6})$$

En réalité, $\Delta H_{dil}(T_E)$ est négligeable (de l'ordre de 1 %), la relation II-7 sera réduite à :

$$L_E(T_E) = (1 - x_E)L_{F\text{ eau}}(T_E) + x_EL_{diss}(T_E) \quad (\text{Eq. II-7})$$

Il faut, par contre, tenir compte de la variation de la chaleur latente de fusion de la glace avec la température parce que celle-ci est relativement importante du fait de la différence très importante entre les capacités thermiques massiques de l'eau liquide et de la glace. Cette différence est beaucoup moins marquée pour le sel. En effet

$$L_{F\text{ eau}}(T_E) = L_{F\text{ eau}}(T_F) + \int_{T_F}^{T_E} (C_{pL\text{ eau}} - C_{pS\text{ eau}})dT \quad (\text{Eq. II-8})$$

Il est bien entendu que $C_{pL\text{ eau}}$ ne peut que représenter la capacité thermique massique de l'eau surfondue (ou une extrapolation de ces valeurs pour les basses températures). En supposant ces grandeurs sensiblement indépendantes de la température et en prenant leur valeur à 0 °C il vient :

$$L_{F\text{ eau}}(T_E) = L_{F\text{ eau}}(T_F) + (C_{pL\text{ eau}} - C_{pS\text{ eau}})(T_E - T_F) \quad (\text{Eq. II-9})$$

Comme $C_{pL\text{ eau}} - C_{pS\text{ eau}} > 0$, la relation II-9 confirme que la chaleur latente à l'eutectique est inférieure à la chaleur latente de fusion de la glace. Cette valeur est plus basse que celle de l'eau pure mais est quand même du même ordre de grandeur, ce qui justifie que l'utilisation de solutions aqueuses eutectiques est toujours intéressante sur le plan énergétique. De plus, elles ont un coût relativement faible.

III.2.2 Sels hydratés

Un sel hydraté est le produit de la réaction chimique dont les réactifs sont un sel et l'eau. Cette réaction est dite hydratation :



Chaque particule de sel est liée à n molécules d'eau. Il faut souligner que la réaction II-10 est fortement exothermique.

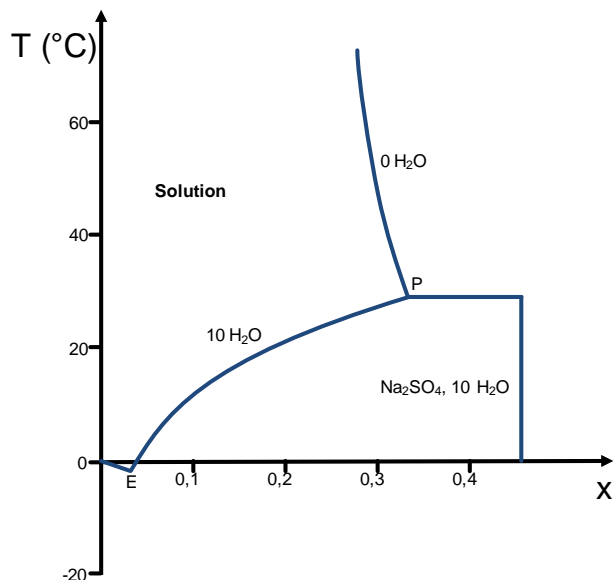
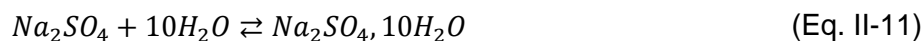


Figure II-3 – Diagramme de phases du mélange binaire eau- Na_2SO_4

Le diagramme de phases de tels types de sels est de même type que celui de la figure II-3 qui présente le cas du sulfate de sodium, dit sel de Glauber, qui a été le premier MCP proposé pour le stockage de chaleur [LAN83].

Ce graphe présente trois liquidus :

A. La ligne horizontale au point P qui représente l'équilibre :



B. Le liquidus EP représente l'équilibre entre la solution liquide et le sel décahydraté $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$,

C. Le liquidus supérieur représente l'équilibre entre la solution liquide et le sel anhydre Na_2SO_4 .

Au point P l'équilibre est dit péritectique (figure II-3) où la variance w est égale à 1 (3 constituants, 1 réaction, 3 phases). Et donc, là aussi, la transformation s'effectue à température fixe à pression constante. Ainsi un sel hydraté peut servir de MCP, d'autant plus que les énergies de transformation sont assez élevées (242 kJ.kg^{-1} pour le sel de Glauber soit 360 MJ.m^{-3} , ce qui est une valeur supérieure à celle de la glace du fait d'une masse volumique plus élevée). Un inconvénient de ce MCP est que, lors de la fusion, une partie du sel anhydre se forme. Cette partie, beaucoup plus dense, se sépare physiquement de la solution et, au refroidissement suivant, cette ségrégation ne sera pas favorable à la diffusion nécessaire pour reconstituer l'hydrate dans sa totalité. Ainsi, au réchauffement suivant, une partie de l'énergie de transformation est perdue. C'est le cas de la fusion non congruente qui entraîne une dégradation de la capacité de stockage avec le nombre de cycles stockage/déstockage. Des modifications du confinement ont été tentées pour résoudre cette difficulté [CLA81].

III.2.3 Solutions solides

Un mélange, ayant les constituants A et B miscibles en toutes proportions en phase solide, est appelé solution solide. Dans une telle solution, les molécules d'un composant se placent dans des positions très précises du réseau cristallin de l'autre corps pour former une seule phase solide.

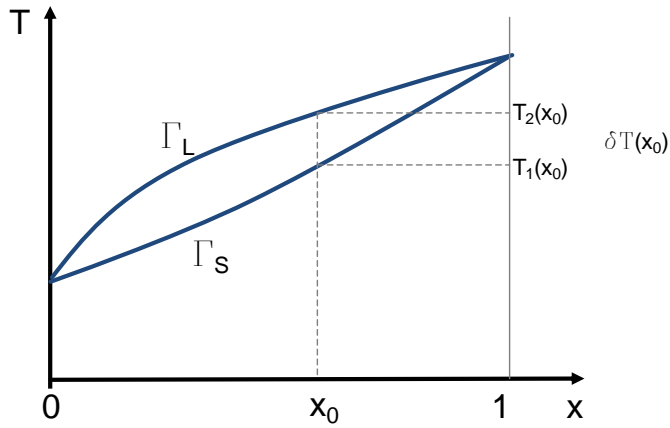


Figure II-4 – Diagramme de phases avec solution solide

La figure II-4 représente le diagramme de phases d'une telle solution. Le solidus Γ_S représente, en fonction de la fraction molaire en phase solide, la température d'équilibre pour laquelle la première goutte liquide apparaît lors de la fusion. La fusion se termine à la température donnée par le liquidus Γ_L où la solution sera totalement en phase liquide. Il y a donc un intervalle de fusion qui est l'équivalent du glissement de température pour les transformations liquide-vapeur d'un mélange zéotrope :

$$\delta T(x_0) = T_2(x_0) - T_1(x_0) \quad (\text{Eq. II-12})$$

III.3 Cristallisation et surfusion

III.3.1 Généralités

La fusion et la cristallisation ne sont pas deux phénomènes identiques. Lorsqu'un liquide atteint la température de fusion T_F lors de son refroidissement rien ne se passe, contrairement au cas de réchauffement du solide où l'équilibre solide-liquide sera atteint. Il est possible d'observer des gouttes de liquide à des températures inférieures à T_F compte tenu d'un phénomène de surfusion. C'est l'hystérésis de la cristallisation.

La surfusion, appelée aussi sous-refroidissement, correspond à l'état liquide d'un corps alors que sa température est inférieure à la température de cristallisation (Figure II-5). Elle n'apparaît que pour certains types de MCP comme les matériaux inorganiques. Elle empêche l'utilisation de la chaleur latente de changement de phase à la température voulue.

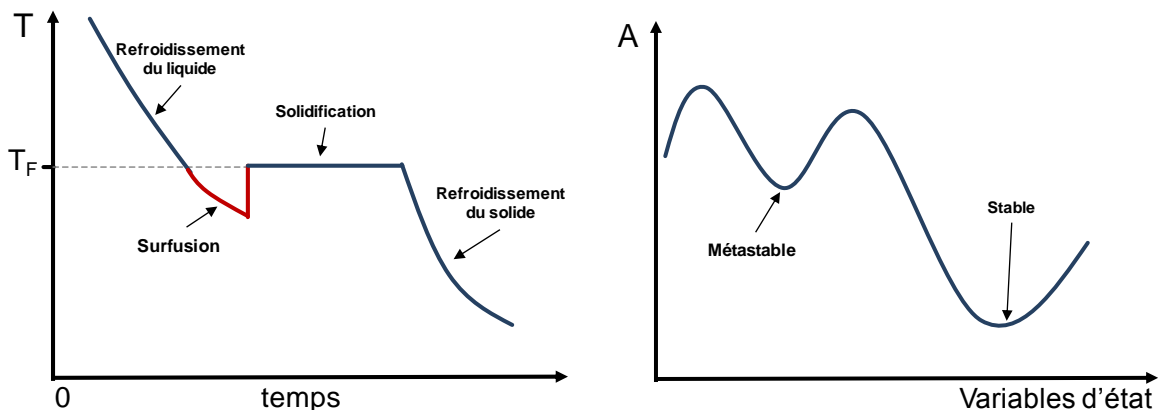


Figure II-5 – Phénomène de surfusion lors de la solidification

Le liquide est dit surfondu ou métastable, état qui peut se maintenir longtemps (des heures ou des jours) et à des températures assez basses. La rupture de la métastabilité ou le déclenchement de la cristallisation se fait de deux manières, soit provoquée, soit spontanée.

1. Provoquée :

- par incorporation d'additifs tensio-actifs
- par facilitation de la nucléation au moyen de cristaux solides stables autour de la température de cristallisation : ceux-ci servent de points d'accroche pour la cristallisation du matériau
- par maintien d'une zone froide à l'intérieur du matériau
- par mise en vibration du liquide métastable.

2. Spontanée : lorsque le refroidissement sera suffisant pour déclencher la cristallisation.

La rupture de surfusion provoquée ne sera pas forcément facile à mettre en œuvre et entraîne une opération supplémentaire à gérer.

Plusieurs lois de cristallisation spontanée sont proposées :

- Caractère erratique ou stochastique : plusieurs échantillons liquides apparemment identiques et produit dans un même lot, ne cristallisent pas à la même température au cours d'un même refroidissement.
- Analyse statistique : il est possible de définir l'intervalle de température où se produit la majorité des ruptures de surfusion ainsi qu'une température moyenne de cristallisation, T^* , qui sera représentative de l'importance de la surfusion.
- Probabilité de rupture de métastabilité : il est aussi possible de définir une probabilité de cristallisation de l'échantillon en fonction de la température par unité de temps.

III.3.2 Taux de surfusion

Le taux ou degré de surfusion est défini par :

$$\Delta T = T_F - T^* \quad (\text{Eq. II-13})$$

Il représente donc le retard à la transformation. Ce degré de surfusion dépend de nombreux paramètres :

- le volume de l'échantillon ; plus le volume est petit, plus le degré de surfusion est grand ;
- la vitesse de refroidissement ; ce paramètre influe peu sauf pour la trempe, pour certains liquides, la cristallisation ne peut avoir lieu donnant un constituant amorphe (verre) ;
- le nombre de cycles de refroidissement-réchauffement ; d'un cycle à l'autre, il peut y avoir une modification d'ensemble des résultats ;
- la pression ; comme pour T_F , il faudrait de très fortes pressions pour détecter une influence notable sur le degré de surfusion. Il augmente alors avec la pression ;
- la concentration dans le cas des solutions.

Le volume des échantillons peut être de différents ordres de grandeur, ce qui entraîne une large variation du degré de surfusion pour le même MCP et le même refroidissement comme le montre le tableau 2.1. Ce tableau montre aussi que, même avec des échelles macroscopiques, il est possible d'observer des surfusions de plusieurs Kelvin. Pour cela, ce phénomène doit être bien contrôlé pour ne pas influencer sur la performance du système de stockage.

Tableau II-1 – Exemples de degré de fusion [DUM]			
Volume	0,3 l	de l'ordre du mm ³	de l'ordre du μm ³ ⁽¹⁾
Eau	8 K	20 K	36 K
Paraffines	-	< 0,5 K	12 à 14 K
Composés organiques	-	20 K	> 100 K
Métaux	-	1 à 2 K	> 200 K

(1) Des volumes de l'ordre du micromètre cube correspondent à ceux des gouttes dans les nuages ou dans les émulsions

IV. Propriétés et critères de choix d'un M.C.P.

IV.1 Propriétés thermodynamiques

IV.1.1 La température de fusion

La température de fusion d'un matériau est la température, à une pression donnée, à laquelle un élément de ce matériau passe de l'état solide à l'état liquide. La température de solidification est celle de la transition inverse. Elle est habituellement mesurée sous pression atmosphérique normale et il y a coexistence entre état solide et état liquide entre ces deux points. Pour une substance pure, les points de fusion et de solidification sont théoriquement égaux et constants à pression fixe.

Il est clair que le premier critère de sélection d'un MCP concerne la température de transformation puisqu'elle doit être conforme au procédé.

IV.1.2 Chaleur latente

La chaleur latente, ou l'enthalpie de changement d'état, massique (ou volumique) de fusion est la quantité de chaleur échangée lors d'un changement de phase d'une unité de masse (ou de volume) à pression constante. La chaleur latente dépend de la nature du corps et de la pression régissant le phénomène de changement de phase.

Parmi tous les produits ayant une température de fusion acceptable, il est plus judicieux de choisir celui qui présentera la plus grande chaleur latente.

IV.1.3 Propriétés thermodynamiques « classiques »

Les propriétés thermodynamiques « classiques » sont la capacité thermique, la conductivité thermique, la masse volumique... En plus de la température, ces propriétés dépendent fortement de l'état physique du MCP : solide ou liquide. A noter que la conductivité thermique des MCP est généralement faible ($< 1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$).

Il est avantageux que le MCP sélectionné ait :

- une capacité thermique élevée pour disposer d'une capacité de stockage par chaleur sensible plus importante
- une conductivité thermique élevée pour délimiter les puissances de stockage et de déstockage de l'énergie thermique
- une masse volumique élevée, ce qui entraîne une compacité volumique du MCP
- des petites variations de volume lors du changement de phase et une basse tension de vapeur aux températures de fonctionnement pour réduire le problème de confinement et les pertes thermiques associées par mauvais contact.

IV.2 Propriétés cinétiques

IV.2.1 Surfusion

Un degré de surfusion presque nul est recommandé pour limiter son influence sur la performance du système de stockage, et pour éviter les effets aléatoires qui perturbent la réponse du système et compliquent le contrôle.

IV.2.2 Taux de nucléation

Le taux de nucléation est la vitesse de formation des premiers cristaux solides lors de la solidification ; il est donc avantageux que ce dernier soit élevé pour éviter le phénomène de surfusion.

IV.2.3 Taux de croissance des cristaux

Le taux de croissance des cristaux est la « vitesse de solidification » du MCP. Les vitesses de cristallisation des MCP sont relativement faibles. L'accumulation et la libération de l'énergie est relativement lente, ce qui limite l'efficacité du MCP dans les applications pratiques. Mais cette cinétique peut être améliorée par l'introduction de solvants à forte polarité et à forte constante diélectrique ou bien des limailles de métaux au sein du MCP. Les solvants ajoutés permettent d'abaisser les tensions superficielles au niveau des interfaces liquide/solide, les limailles de métaux augmentent la conduction thermique au sein du MCP.

Un taux élevé de croissance des cristaux, permet au système de répondre à la demande de récupération de la chaleur du système de stockage (puissance de déstockage).

IV.3 Propriétés chimiques recommandées

Les propriétés chimiques recommandées pour un MCP sont :

- stabilité chimique
- cycle complet et réversible de solidification/fusion
- aucune dégradation après un grand nombre de cycles de solidification/fusion
- non-corrosif, atoxique, ininflammable, inodore et non-explosif

IV.4 Propriétés économiques recommandées

Les propriétés économiques recommandées pour un MCP sont :

- faible coût
- disponibilité à grande échelle

Beaucoup de composés peuvent être envisagés comme MCP et plusieurs solutions sont souvent a priori possibles, mais la liste se réduit lorsque la sélection est réalisée avec tous les critères.

V. Classification des MCP

La majorité des MCP est classée en trois grandes familles selon la nature du (des) composant(s) chimique(s) qui les forment. Les MCP d'une même famille ont toujours des propriétés semblables. Nous avons tenté d'être le plus exhaustif possible sur la description des différents matériaux, afin que cette thèse soit une référence bibliographique des MCP.

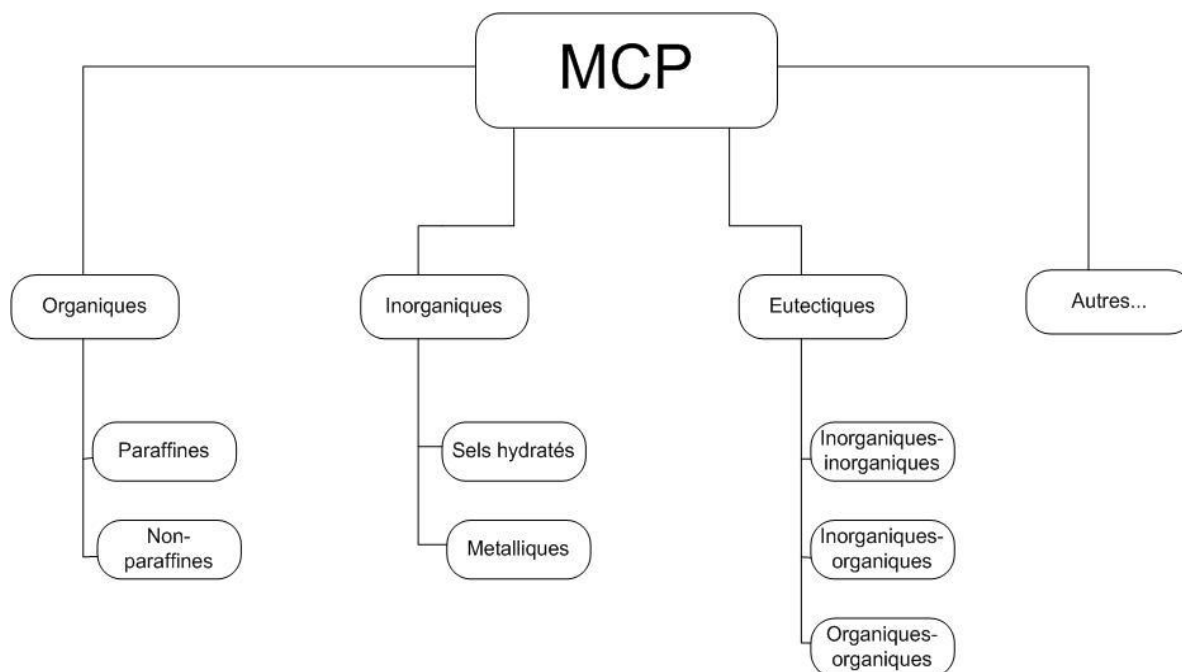


Figure II-6 – Classification des MCP selon leurs natures chimiques

Les MCP peuvent être classés selon la nature de la (des) matière(s) qui le constitue(nt). Une classification est donnée par la figure II-6. De nombreux matériaux (corps purs ou mélanges) peuvent être identifiés comme MCP de point de vue de leurs températures de fusion. Par contre, la majorité de ces matériaux ne remplit pas les critères de choix requis pour un support de stockage adéquat. Des MCP organiques et inorganiques sont présentés dans les tableaux II-2 et II-3 respectivement.

Tableau II-2 – Liste de quelques MCP organiques [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]					
Nom	$T_{\text{fusion}} (^{\circ}\text{C})$	$h_{\text{LS}} (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	Nom	$T_{\text{fusion}} (^{\circ}\text{C})$	$h_{\text{LS}} (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$
N-Tetradeca	5,5	226	N-Penta Cosane	53,7	164
Acide Formique	7,8	247	Myristic Acid	54,0	199
N-Pentadeca	10,0	205	Oxolate	54,3	178
Acide Acétique	16,7	273	Tristearin	54,5	191
N-Hexadeca	16,7	237	O-Xylene	55,0	121
Caprilone	40,0	260	β-Chloroacetic	56,0	147
Docasyle	40,0	201	N-Hexacosane	56,3	255
N-Henicosan	40,5	161	Nitro Naphthalene	56,7	103
Phénol	41,0	120	α-Chloroacetic	61,2	130
N-Laurique	43,0	183	N-Octacosane	61,4	134
P-Joluidine	43,3	167	Palmitic Acid	61,8	164
Cynamide	44,0	209	Bees Wax	61,8	177
N-Docosane	44,5	157	Glyolic Acid	63,0	109
N-Tricosane	47,6	130	P-Bromophenol	63,5	86
Hydrocinna	48,0	118	Azobenzene	67,1	121
Cetyl	49,3	141	Acrylic Acid	68,0	115
O-Nitroanili	50,0	93	Dintro Toluene	70,0	111
Camphene	50,0	239	Acide Phénylacétique	76,7	102
Diphenyl	52,9	107	Thiosinamine	77,0	140

Tableau II-3 – Liste de quelques MCP inorganiques [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]

Nom	T _{fusion} (°C)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)	Nom	T _{fusion} (°C)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
H ₂ O	0,0	333	BI ₃	31,8	10
POCl ₃	1,0	85	SO ₃ (β)	32,3	151
D ₂ O	3,7	318	TiBr ₄	38,2	23
SbCl ₅	4,0	33	H ₄ P ₂ O ₆	55,0	213
H ₂ SO ₄	10,4	100	SO ₃ (γ)	62,1	331
IC I (β)	13,9	56	SbCl ₃	73,4	25
MOF ₆	17,0	50	NaNO ₃	307	172 - 199
SO ₃ (α)	17,0	108	KNO ₃	333 - 380	116 - 266
IC I (α)	17,2	69	KOH	380	149
P ₄ O ₆	23,7	64	MgCl ₂	714 - 800	452 - 492
H ₃ PO ₄	26,0	147	NaCl	800 - 802	466 - 492
Cs	28,3	15	Na ₂ CO ₃	854	275
Ga	30,0	80	KF	857	452
AsBr ₃	30,0	38	K ₂ CO ₃	897	235

Cependant aucun matériau ne pourra avoir toutes les propriétés requises pour un système de stockage. Pour cela il faut adapter une conception adéquate du système pour essayer de compenser les propriétés non idéales du MCP choisi. Par exemple, des ailettes métalliques peuvent être utilisées pour augmenter la conductivité thermique du MCP, le sous-refroidissement peut être largement réduit ou même supprimé par l'introduction d'un agent de nucléation dans le matériau de stockage, et une fusion non congruente peut être inhibée par l'utilisation d'une épaisseur convenable du MCP. Les comportements thermique et chimique sont différents pour deux MCP ayant une même température de fusion, une même chaleur latente et étant de deux sous-groupes différents. D'où la conception d'un système est aussi liée au sous-groupe du MCP.

V.1 Paraffines

Les paraffines normales de type C_nH_{2n+2} sont une famille d'hydrocarbures saturés avec des propriétés très similaires. Les paraffines entre C₅ et C₁₅ sont des liquides, et le reste sont des solides cireux. La paraffine cire est le MCP le plus utilisé pour les systèmes de stockage d'énergie thermique ([LAN83], [HAL71]). Les cires se composent principalement d'hydrocarbures à chaîne droite qui ont des températures de fusion allant de 23 à 67 °C ([ABH83]). La paraffine commerciale est obtenue par distillation du pétrole, elle n'est pas une substance pure, mais une combinaison de différents hydrocarbures. En général, plus la longueur moyenne de la chaîne hydrocarbonée est grande, plus la température de fusion est élevée ([HIR94]). Les propriétés de plusieurs paraffines sont présentées dans le tableau II.4 ([DAW09], [TAN09]) Les paraffines sont facilement disponibles auprès de nombreux fabricants et sont généralement plus chères que les hydrates de sel ([LAN83], [HAL71]).

V.1.1 Avantages des paraffines

Les paraffines ne montrent pas de tendance à la décomposition, elles sont chimiquement stables. Par contre Lane ([LAN83]) signale une lente oxydation lorsque la paraffine est exposée à l'oxygène. Pour cela, il faut les stocker dans des conteneurs fermés. Plusieurs études ([SHA99], [SHA02]) montrent la stabilité des propriétés des paraffines commerciales même après 1 500 cycles thermiques fusion/solidification répétés. Les paraffines présentent une chaleur de fusion relativement élevée, comme indiqué dans le tableau II-4. Elles n'ont

pas de tendance à la surfusion et n'ont donc pas besoin d'agents de nucléation ([LAN83], [BUD94]). Elles sont sûres et non-réactives ([HAL71], [HAS98]). Elles sont compatibles avec tous les conteneurs en métal et facilement incorporées dans des systèmes de stockage de chaleur ([LAN83]). Des précautions doivent être prises lors de l'utilisation des récipients en plastique comme les paraffines ont tendance à infiltrer et adoucir certains plastiques ([LAN83]).

V.1.2 Inconvénients des paraffines

Les paraffines ont une faible conductivité thermique spécialement à l'état solide (Tableau II-4). Ceci limite le transfert de chaleur dans le matériau même, surtout lors de la solidification, ce qui limite la puissance thermique du système de stockage. Velraj et al. ([VEL98]) rapporte que ce problème peut être atténué en utilisant des récipients métalliques à ailettes, ou par une combinaison de systèmes de stockage en chaleur latente et chaleur sensible. Des conteneurs en structure de nids d'abeilles en aluminium ont été utilisés pour améliorer la performance des systèmes de stockage ([HAL71]). Une autre solution consiste à doper la paraffine par des limailles ou des laines métalliques, ce qui rend le milieu plus conducteur de la chaleur ([EMA07]). D'autre part, le changement de phase des paraffines est accompagné d'un changement de volume non négligeable. Cela provoque de nombreux problèmes dans la conception des conteneurs ([HAS98]), et réduit considérablement la capacité volumique de stockage ([LAN83]).

Tableau II-4 – Propriétés de quelques paraffines [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]

Nom	N° atomes de C	T _{fusion} (°C)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
n - Dodecane	12	-12	750	0,21 ^S	-
n - Tridecane	13	-6	756	0,21 ^S	-
n - Tetradecane	14	4,5 – 5,6	771	0,21 ^S	231
n - Pentadecane	15	10	768	0,17	207
n - Hexadecane	16	18,2	774	0,21 ^S	238
n - Heptadecane	17	22	778	0,21 ^S	215
n - Octadecane	18	28,2	814 ^S , 775 ^L	0,35 ^S , 0,149 ^L	245
n - Nonadecane	19	31,9	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	222
n - Eicosane	20	37	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	247
n - Heneicosane	21	41	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	215
n - Docosane	22	44	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	249
n - Tricosane	23	47	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	234
n - Tetracosane	24	51	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	255
n - Pentacosane	25	54	912 ^S , 769 ^L	0,21 ^S	238
Paraffine cire	-	32	785 ^S	0,514 ^S , 0,224 ^L	251[15]
n - Hexacosane	26	56	770	0,21 ^S	257
n - Heptacosane	27	59	773	0,21 ^S	236
n - Octacosane	28	61	910 ^S , 765 ^L	0,21 ^S	255
n - Nonacosane	29	64	910 ^S , 765 ^L	0,21 ^S	240
n - Triacontane	30	65	910 ^S , 765 ^L	0,21 ^S	252
n - Hentriacontane	31	-	930 ^S , 830 ^L	0,21 ^S	-
n - Dotricontane	32	70	930 ^S , 830 ^L	0,21 ^S	-
n - Tritricontane	33	71	930 ^S , 830 ^L	0,21 ^S	189

Contrairement aux sels hydratés, les paraffines commerciales n'ont généralement pas de points de fusion bien définis, puisqu'elles sont composées d'un mélange de matières. Les paraffines sont inflammables, mais cela peut être limité par le confinement dans un récipient approprié ([HIR94], [HAL71], [HAL98]). Ce risque doit être soigneusement analysé si de très grandes quantités de paraffines sont intégrées dans des parois.

V.2 Non-paraffines

Il s'agit de la catégorie la plus nombreuse de matériaux candidats pour le stockage de chaleur latente. Lane ([LAN78], [LAN83], [LAN89]), Abhat [ABH83] et Buddhi et al. ([BUD94]) ont mené des enquêtes approfondies sur les matières organiques et ont identifié un certain nombre d'esters, d'acides gras, des alcools et des glycols appropriés pour le stockage de l'énergie. Ces matières organiques sont classées en sous-groupes : acides gras et autres matières organiques non-paraffines. Les composés organiques non-paraffiniques sont des MCP ayant des propriétés très variées. Chacun de ces matériaux a ses propres propriétés, contrairement aux paraffines, qui ont des propriétés très similaires. Ces matériaux sont inflammables et ne doivent pas être exposés à des températures trop élevées, des flammes ou des agents oxydants. Les non-paraffines sont présentées Tableau II-5.

Tableau II-5 – Propriétés de quelques non- paraffines [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]

Nom	T _{fusion} (°C)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
Acide Formique	7,8	1 226,7 ^{15C}	247
Acide Acétique	16,7	1 050 ^{20C}	187
Glycérine	17,9	1 260 ^{20C}	198,7
Lithium Chloride Ethanolate	21	-	188
Polyéthylène Glycol 600	20-25	1 100 ^{20C}	146
D – Acide Lactique	26	1 249 ^{15C}	184
1-3 Méthyle Pentacosane	29	-	197
Camphenilone	39	-	205
Docasyl Bromide	40	-	201
Caprylone	40	-	259
Heptadecanone	41	-	201
1-Cyclohexyloctadecane	41	-	218
4-Heptadecanone	41	-	197
Cyanamide	44	1 080 ^{20C}	209
Méthyl Eicosanate	45	851 ^{79C}	230
3-Heptadecanone	48	-	218
2-Heptadecanone	48	-	218
Camphene	50	842 ^{54C}	238
9-Heptadecanone	51	-	213
Méthyl Behenate	52	-	234
Acide Pentadecanoïque	52,5	-	178
Acide Hypophosphorique	55	-	213
Acide Chloroacétique	56	1 580 ^{20C}	130
Trimyristin	33-57	862 ^{20C}	201-213
Acide Heptaudecanoïque	60,6	-	189
Cire d'abeilles	61,8	950	177

Tableau II-5 – Propriétés de quelques non- paraffines [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71] (suite)

Nom	T _{fusion} (°C)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
Acide Glycolique	63	-	109
Cire Oxazoline TS 970	74	-	-
Acide Arachique	76,5	-	227
Bromcamphor	77	1 449 ^{81C}	174
Durene	79,3	838 ^{20C}	156
Acétamide	81	1 159	241
Méthyl Brombenzoate	81	-	126
Alpha Napthol	96	1 095 ^{98C}	163
Acide Glautarique	97,5	1 429	156
p-Xylene Dichloride	100	-	138,7
Méthyl Fumarate	102	1 045	242
Catechol	104,3	1 370 ^{15C}	207
Quinone	115	1 318 ^{20C}	171
Acetanilide	115	1 210 ^{4C}	142
Succinic Anhydride	119	1 104	204
Acide Benzoïque	121,7	1 266 ^{15C}	142,8
Stibene	124	1 164 ^{15C}	167
Benzamide	127,2	1 341	169,4
Phenacetin	137	-	136,7
Alpha Glucose	141	1 544	174
Acétyle – p- Toluidene	146	-	180
Phenylhdrazone	155	-	134,8
Benzaldehy			
Acide Salicylique	159	1 443 ^{20C}	199
Benzanilide	161	-	162
O-Mannitol	166	1 489 ^{20C}	294
Hydroquinone	172,4	1 358 ^{20C}	258
p-Acide Aminobenzoïque	187	-	153

V.3 Acides gras

Les acides gras, définis par les matériaux ayant la formule chimique $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n}\text{COOH}$, ont à peu près les mêmes caractéristiques que les paraffines. Leur avantage est la netteté de la température de transformation de phase (glissement de température négligeable lors du changement de phase). Cet avantage est compensé par l'inconvénient du coût qui est d'environ deux ou trois fois plus élevé que celui des paraffines ([HAS98]). Ils sont légèrement corrosifs. Le tableau II-6 présente certains acides gras utilisés pour les applications du stockage thermique à basse température. Une utilisation prometteuse, développée par Kauranen et al. ([KAU91]), est un système combinant des acides gras pour obtenir des températures de fusion nettes comprises entre 20 et 30 °C avec un glissement de $\pm 0,5$ °C. Cela permet de sélectionner la température de fusion optimale pour maximiser l'efficacité de son système. Sharma et al. ([SHA99], [SHA02]) ont remarqué que les acides stéariques admettent deux points de fusion (dont les chaleurs latentes sont très différentes), ce qui peut être très avantageux dans des applications spécifiques. Ils ont un comportement thermiquement stable, même après 1 500 cycles répétés de fusion/solidification. La qualité de l'acide stéarique commercialisé varie beaucoup selon les spécifications de pureté des

utilisateurs et comme les utilisations sont très larges et beaucoup ne requièrent pas un haut niveau de pureté, les fabricants d'acide stéarique n'offrent pas de garantie pour la précision des températures de changement de phase

C'est la raison pour laquelle les chaleurs latentes de fusion de l'acide stéarique diminuent généralement avec le nombre de cycles thermiques.

Tableau II-6 – Propriétés de quelques acides gras [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]

Nom	T _{fusion} (°C)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
Propyl Palmiate	10	-	-	186
Isopropyl Palmiate	11	-	-	100
Oleic Acid	13,5 – 16,3	863 ^{60C}	-	-
Isopropyl Stearate	14 - 19	-	-	140 - 142
Caprylic Acid	16	901 ^{30C}	0,149 ^{39C}	148
Butyl Stearate	19	-	-	140
Dimethyl Sabacate	21	-	-	120 - 135
Myristic Acid + Capric	24	888 ^{25C} , 1018 ^{1C}	0,164 ^{39C} , 0,154 ^{61C}	147,7
Vinyl Stearate	27 - 29	-	-	122
Methyl Palmitate	29	-	-	205
Capric Acid	32	878 ^{45C}	0,153 ^{38C}	152,7
Erucic Acid	33	853 ^{70C}	-	-
Lauric Acid	42 - 44	862 ^{60C} , 1007 ^{24C}	-	178
Elaidic Acid	47	851 ^{79C}	-	218
Pelargoinc Acid	48	-	-	-
Myristic Acid	49 - 51	861 ^{55C}	-	205
Palmitic Acid	64	850 ^{65C}	0,162 ^{68C}	185,4
Stearic Acid	69	848 ^{70C}	0,172 ^{70C}	202,5
Valporic Acid	120	-	-	-

V.4 Sels hydratés

Les sels Hydratés sont les MCP les plus anciens et les plus étudiés pour le stockage thermique ([LAN83]). Ils se composent d'un sel et d'eau, qui se combinent dans une matrice cristalline en phase solide. Ils peuvent être utilisés seuls ou en mélanges eutectiques ([ABH83]). Les propriétés de certains sels hydratés sont données tableau II.7. Un grand nombre de ces matériaux présentent des températures de fusion variant entre 15 et 117 °C ([LAN83]). Les sels hydratés forment le groupe le plus important des MCP, et ont été largement étudiés pour leur utilisation dans les systèmes de stockage thermique. Trois types de comportement des sels fondus peuvent être identifiés : fusion congruente, incongruente et semi-congruente. Une fusion est dite congruente lorsque le sel anhydre est complètement soluble dans l'eau d'hydratation à la température de fusion. La fusion non congruente se présente lorsque le sel n'est pas totalement soluble dans l'eau d'hydratation au niveau du point de fusion. Une fusion semi-congruente se produit lorsque les phases liquide et solide sont en équilibre pendant la transition de phase.

Tableau II-7 – Propriétés de quelques sels hydratés [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71] [HIR94]

Nom	T _{fusion} (°C)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)	Fusion
LiClO ₃ .3H ₂ O	8	-	-	253	congruente
NH ₄ Cl.Na ₂ SO ₄ .10H ₂ O	11	-	-	163	-
K ₂ HO ₄ .6H ₂ O	14	-	-	108	congruente
NaCl.Na ₂ SO ₄ .10H ₂ O	18	-	-	286	-
KF.4H ₂ O	18	-	-	330	congruente
K ₂ HO ₄ .4H ₂ O	18.5	1 447 ^{20C} , 1 455 ^{18C}	-	231	-
Mn(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	25	1 738 ^{20C} [12]	-	148	-
LiBO ₂ .8H ₂ O	25,7	-	-	289	-
FeBr ₃ .6H ₂ O	27	-	-	105	-
CaCl ₂ .6H ₂ O	29 - 30	1 562 ^{32C} , 1 802 ^{24C}	0,561 ^{61C} , 1,008 ^{23C}	170 - 192	incongruente
LiNO ₃ .3H ₂ O	30	-	-	189 - 296	congruente
Na ₂ SO ₄ .10H ₂ O	32	1 485 ^{24C}	0,544	251 - 254	incongruente
Na ₂ CO ₃ .10H ₂ O	33 - 36	1 442	-	247	incongruente
KFe(SO ₄) ₂ .12H ₂ O	33	-	-	173	incongruente
CaBr ₂ .6H ₂ O	34	1 956 ^{35C} , 2 194 ^{24C}	-	115 - 138	-
LiBr.2H ₂ O	34	-	-	124	incongruente
Na ₂ HPO ₄ .12H ₂ O	35	1 522	-	256 - 281	incongruente
Zn(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	36	1 828 ^{36C} , 1 937 ^{24C}	0,464 ^{40C} , 0,469 ^{61C}	134 - 147	congruente
Mn(NO ₃) ₂ .4H ₂ O	37	-	-	115	-
FeCl ₃ .6H ₂ O	37	-	-	223	congruente
CaCl ₂ .4H ₂ O	39	-	-	158	incongruente
CoSO ₄ .7H ₂ O	40.7	-	-	170	-
CuSO ₄ .7H ₂ O	40.7	-	-	171	-
KF.2H ₂ O	42	-	-	162 - 266	congruente
MgI ₂ .8H ₂ O	42	-	-	133	-
CaI ₂ .6H ₂ O	42	-	-	162	-
Ca(NO ₃) ₂ .4H ₂ O	43 - 47	-	-	106 - 140	congruente
Zn(NO ₃) ₂ .4H ₂ O	45	-	-	110	-
K ₃ PO ₄ .7H ₂ O	45	-	-	145	-
Fe(NO ₃) ₃ .9H ₂ O	47	-	-	155 - 190	incongruente
Mg(NO ₃) ₃ .4H ₂ O	47	-	-	142	-
Na ₂ SiO ₃ .5H ₂ O	48	-	-	168	-
Na ₂ HPO ₄ .7H ₂ O	48	-	-	135 - 170	incongruente
Na ₂ S ₂ O ₃ .5H ₂ O	48	1 600	-	209	-
K ₂ HPO ₄ .3H ₂ O	48	-	-	99	-
MgSO ₄ .7H ₂ O	48,4	-	-	202	-
Ca(NO ₃) ₂ .3H ₂ O	51	-	-	104	-
Na(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	53	-	-	158	-

Tableau II-7 – Propriétés de quelques sels hydratés [LAN83] [ABH83] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71] [HIR94] (suite)

Nom	T _{fusion} (°C)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)	Fusion
Zn(NO ₃) ₂ .2H ₂ O	55	-	-	68	congruente
FeCl ₃ .2H ₂ O	56	-	-	90	-
CO(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	57	-	-	115	-
Ni(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	57	-	-	168	-
MnCl ₂ .4H ₂ O	58	-	-	151	-
CH ₃ COONa.3H ₂ O	58	-	-	270 - 290	incongruente
LiC ₂ H ₃ O ₂ .2H ₂ O	58	-	-	251-377	-
MgCl ₂ .4H ₂ O	58,0	-	-	178	-
NaOH.H ₂ O	58	-	-	272	-
Na(CH ₃ COO).3H ₂ O	58	-	-	-	-
Cd(NO ₃) ₂ .4H ₂ O	59	-	-	98	-
Cd(NO ₃) ₂ .1H ₂ O	59,5	-	-	107	-
Fe(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	60	-	-	125	-
NaAl(SO ₄) ₂ .12H ₂ O	61	-	-	181	incongruente
FeSO ₄ .7H ₂ O	64	-	-	200	-
Na ₃ PO ₄ .12H ₂ O	65	-	-	168	-
Na ₂ B ₄ O ₇ .10H ₂ O	68	-	-	-	-
Na ₃ PO ₄ .12H ₂ O	69	-	-	-	-
LiCH ₃ COO.2H ₂ O	70	-	-	150 - 251	congruente
Na ₂ P ₂ O ₇ .10H ₂ O	70	-	-	186 - 230	incongruente
Al(NO ₃) ₂ .9H ₂ O	72	-	-	155 - 176	incongruente
Ba(OH) ₂ .8H ₂ O	78	1 937 ^{84°C} , 2 070 ^{24°C}	0,653 ^{86°C} , 0,678 ^{98°C}	265 - 280	congruente
Al ₂ (SO ₄) ₃ .18H ₂ O	88	-	-	218	incongruente
Sr(OH) ₂ .8H ₂ O	89	-	-	370	incongruente
Mg(NO ₃) ₂ .6H ₂ O	89 - 90	1 550 ^{94°C} , 1 636 ^{25°C}	0,490 ^{95°C} , 0,502 ^{110°C}	162 - 167	congruente
KAl(SO ₄) ₂ .12H ₂ O	91	-	-	184	-
(NH ₄)Al(SO ₄).6H ₂ O	95	-	-	269	-
Na ₂ S.51/2H ₂ O	97,5	-	-	-	-
LiCl.H ₂ O	99	-	-	212	incongruente
CaBr ₂ .4H ₂ O	110	-	-	-	-
Al ₂ (SO ₄) ₂ .16H ₂ O	112	-	-	-	-
MgCl ₂ . 6H ₂ O	115 - 117	14 50 ^{120°C} , 1 442 ^{78°C}	0,570 ^{120°C} , 0,598 ^{140°C}	165 - 169	-
NaC ₂ H ₃ O ₂ .3H ₂ O	137	1 450	-	172	-

V.4.1 Avantages des sels hydratés

Leurs faibles coûts et leur disponibilité rendent les sels hydratés attrayants pour les applications de stockage de chaleur ([LAN89]). Les deux sels hydratés les plus disponibles sur le marché et peu coûteux sont le CaCl₂.6H₂O et le Na₂SO₄.10H₂O ([LAN83]). Les sels hydratés ont le point de fusion net et une conductivité thermique élevée par rapport aux MCP organiques. Ceci peut faciliter le transfert thermique conductif dans le matériau, ce qui améliore la puissance thermique du système de stockage. Ils ont une chaleur latente élevée, ce qui réduit la taille du système de stockage. Les sels hydratés montrent également un

changement de volume inférieur aux autres MCP. Cela rend plus facile la conception du conteneur du MCP.

V.4.2 Inconvénients des sels hydratés

La ségrégation est la déshydratation du sel ou la formation d'autres sels déshydratés qui ont tendance à se décanter, ce qui réduit le volume actif de stockage de chaleur. Abhat ([ABH83]) a témoigné une diminution de plus de 73 % de la chaleur latente du $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ après 1 000 cycles fusion/solidification. Ce problème peut être éliminé dans une certaine mesure en utilisant des mélanges gélifiés ou épaissis ([LAN83]). Cependant, ces palliatifs dégradent les caractéristiques de stockage du mélange et le mélange lui-même se dégrade ([ABH83]). Les sels hydratés présentent un sur-refroidissement, c'est-à-dire la solidification se déclenche à une température plus basse que celle de son changement de phase. Ceci peut être évité en rajoutant des agents de nucléation pour accélérer la croissance des cristaux dans le sel. Lane ([LAN83]) propose une liste complète de ces agents pour les sels hydratés les plus courants. Abhat ([ABH83]) signale une dégradation de l'effet de ces agents dans le $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ après seulement deux cycles où l'échantillon testé n'a pas été isolé. Par conséquent, il est nécessaire de concevoir des récipients pour contenir le matériau sans laisser l'eau sortir. Un autre problème des sels hydratés est leur effet corrosif sur les métaux, qui sont couramment utilisés comme conteneurs dans les systèmes de stockage thermique ([ABH83]). La compatibilité entre le MCP et son récipient doit toujours être vérifiée avant l'utilisation.

V.5 Eutectiques

Un MCP eutectique est composé d'au moins deux composants ; chacun de ces matériaux fond et se solidifie congrûment, et lorsqu'ils sont mélangés ils forment des cristaux homogènes lors de leur cristallisation conjointe ([LAN89]). Généralement les eutectiques changent de phase sans ségrégation grâce à l'homogénéité des cristaux formés, ce qui laisse peu d'opportunité à la séparation des composants. Lors de la fusion, les deux composants se liquéfient en même temps, encore une fois avec une séparation peu probable. Une liste des eutectiques développés est donnée tableau II-8.

Tableau II-8 – Propriétés de quelques eutectiques organiques et inorganiques [LAN83] [ABH83] [GAR85] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]

Nom	Composition (% m)	$T_{\text{fusion}} (^{\circ}\text{C})$	$h_{\text{LS}} (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$
$\text{Na}_2\text{SO}_4 + \text{NaCl} + \text{KCl} + \text{H}_2\text{O}$	31 + 13 + 16 + 40	4	234
$\text{Na}_2\text{SO}_4 + \text{NaCl} + \text{NH}_4\text{Cl} + \text{H}_2\text{O}$	32 + 14 + 12 + 42	11	-
$\text{C}_5\text{H}_5\text{C}_6\text{H}_5 + (\text{C}_6\text{H}_5)_2\text{O}$	26,5 + 73,5	12	97,9
$\text{Na}_2\text{SO}_4 + \text{NaCl} + \text{H}_2\text{O}$	37 + 17 + 46	18	-
$\text{Na}_2\text{S}_4 + \text{MgSO}_4 + \text{H}_2\text{O}$	25 + 21 + 54	21 - 24	-
$\text{C}_{14}\text{H}_{28}\text{O}_2 + \text{C}_{10}\text{H}_{20}\text{O}_2$	34 + 66	24	147,7
$\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O} + \text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	47 + 53	30	136
$\text{NH}_2\text{CONH}_2 + \text{NH}_4\text{NO}_3$	-	46	125,5
$\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} + \text{NH}_4\text{NO}_3$	61,5 + 38,4	52	132,2
$\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} + \text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	58,7 + 41,3	59	148
$\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} + \text{Al}(\text{NO}_3)_3 \cdot 9\text{H}_2\text{O}$	53 + 47	61	168
$\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O} + \text{MgBr}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	59 + 41	66	123.4

Tableau II-8 – Propriétés de quelques eutectiques organiques et inorganiques [LAN83] [ABH83] [GAR85] [FAR04] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71] (suite)

Nom	Composition (% m)	T _{fusion} (°C)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
Naphtalene + Benzoic Acid	67.1 + 32,9	67	234
AlCl ₃ + NaCl + ZrCl ₂	79 + 17 + 4	68	95
AlCl ₃ + NaCl + KCl	66 + 20 + 14	70	209
NH ₂ CONH ₂ + NH ₄ Br	66.6 + 33,4	76	151
LiNO ₃ + NH ₄ NO ₃ + NaNO ₃	25 + 65 + 10	80,5	113
AlCl ₃ + NaCl + KCl	60 + 26 + 14	93	213
AlCl ₃ + NaCl	66 + 34	93	201
NaNO ₂ + NaNO ₃ +KNO ₃	40 + 7 + 53	142	-

V.6 Polyéthylène réticulé

Le polyéthylène réticulé est constitué des mêmes molécules que le polyéthylène utilisé pour fabriquer des bouteilles, sauf qu'il est légèrement réticulé pour l'empêcher de se liquéfier lors de sa fusion. Comme un MCP liquide-solide, il stocke de l'énergie lors de la formation et la rupture de sa structure cristalline. Les propriétés de deux polyéthylènes réticulés sont présentées tableau II-9. Le polyéthylène réticulé est plus stable qu'un MCP liquide-solide et peut être utilisé sans encapsulation.

Tableau II-9 – Propriétés de quelques MCP solide - solide [LAN83] [ABH83] [GAR85] [ZAL03] [SHA99b] [HAS98] [HAL71]

Nom	T _{fusion} (°C)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
38,2 %NPG/61,8 %PE	26 - 32	18 - 75
38,2 %NPG/61,8 %TAM	22 - 35	27 - 33
76,4 %NPG/33,6 %TAM	28 - 38	75 - 80
76,4 %NPG/33,6 %PE	31 - 37	35 - 46
91 %NPG/9 %PE	31 - 36	68
91 %NPG/9 %TAM	30 - 39	143 - 150
Neopentyl Glycol(NPG)	43	130
Diamnopentacrythritol	68	184
2-Amino - 2 - Methyl - 1, 3 - Propanediol	78	264
2 - Methyl - 2 - Nitro - 1, 3 - Propanediol	79	201
Trumethylolethane	81	192
Pentaglycerin	81	192
2-Hydroxymethyl-2-Methyl-1, 3 - Propanediol	81	192
Monoaminopentaerythritol	86	192
Polyéthylène réticulé	110 - 115	125 - 146
Tris(Hydroxymethyl)Acide Acétique	124	205
2-Amino-2-Hydroxymethyl-1, 3 - Propanediol	131	285
Trihydroxy Methyl Aminométhane (TAM)	135	295
Polyéthylène réticulé HDPE	125 - 146	167 - 201
2,2-Bis(Hydroxymethyl) Acide propionique	152	289
38.2%NPG/61.8%PE	170	147
Penterythritol(PE)	185	303

V.6.1 Avantages du polyéthylène réticulé

Bien qu'ils soient plus coûteux que les autres MCP, les polyéthylènes n'ont pas besoin d'encapsulation. Par conséquent, ils offrent d'une part un coût acceptable pour le système de stockage thermique complet, et d'autre part une mise en œuvre facilitée [LAN83]. Les polyéthylènes réticulés sont généralement atoxiques et chimiquement inertes.

V.6.2 Inconvénients du polyéthylène réticulé

Les températures de fonctionnement de 110 à 140 °C sont trop élevées pour certaines applications telles que le chauffage des locaux et le chauffage de l'eau. Généralement les MCP solide-solide admettent une chaleur latente moins élevée que ceux des MCP solide-liquide. De plus, le polyéthylène réticulé n'est pas développé commercialement pour des applications de stockage de chaleur.

V.7 Polyalcools

Les polyalcools absorbent de l'énergie thermique lors du changement de structure interne d'un état hétérogène (basse température) à une forme cubique à faces centrées (haute température) ([WAN00]). Ils présentent de nombreux avantages par rapport aux MCP solide-liquide, comme le faible changement de volume, pas de fuite et aucune dégradation de la matière ([WAN00]). Ces avantages sont cependant associés à de forts inconvénients : faible chaleur latente, haute température de changement de phase et un coût élevé. Wang et al. ([WAN00]) ont fait un mélange de polyalcools pour ajuster la température de changement de phase. Certains de leurs résultats sont présentés dans le Tableau II-9 comme le néopentyl glycol (NPG), le Pentaerythritol (PE), et le Trihydroxy Methyl Aminométhane (TAM).

V.8 Résumé propriétés des familles MCP

Un résumé des propriétés des familles MCP est présenté tableau II-10.

Famille	Paraffines	Acides gras	Sels hydratés	Eutectiques	Solide-Solide
Propriétés Thermodynamiques	-Faible conductivité -Faible capacité volumique	-Faible conductivité -Point de fusion net	-Haute conductivité -Haute capacité volumique	-Haute conductivité -Point de fusion net	-Faible capacité volumique
Propriétés Cinétiques	-Auto-nucléation -Fusion congruente -Fiable	-Auto-nucléation -Fusion congruente -Fiable	-Sous-refroidissement -Fusion non congruente -Non fiable	-Sous-refroidissement -Nécessite des additifs	-Transformation lente
Propriétés Chimiques	-Stables -Neutres -Inflammables	-Stables -Corrosifs -Inflammables	-Très corrosifs -Non-inflammables	-Corrosifs -Non-inflammables	-Inflammables
Propriétés Economiques	-Parfois chers -Disponibles	-Coût élevé -Pas très commercialisés	-Faible coût -Disponibles	-Parfois chers -Pas très commercialisés	-Coût trop élevé -Pas très commercialisés

Les propriétés thermodynamiques privilégient les MCP ayant les chaleurs latentes les plus élevées et étant les plus conductifs. En outre, un MCP avec un grand sous-refroidissement est fortement déconseillé à moins d'intégrer un déclencheur de solidification dans le système, ce qui le rend plus complexe. D'autre part, la fusion non-congruente est également un problème qui conduit à éviter ce type de MCP non fiable. Comme il a été précisé précédemment, le MCP doit être compatible avec le conteneur, d'où un matériau ayant un effet corrosif ne peut pas être utilisé dans une structure métallique. Deux solutions peuvent remédier plus ou moins à ce défaut :

1. Encapsulation du matériau, c'est-à-dire ensacher les matériaux dans des sacs en polymère, ce qui rend leur utilisation moins pratique en cas de macro-encapsulation (>10 mm), et moins efficaces en cas de mini et micro-encapsulation (<10 mm).
2. Revêtement des surfaces métalliques par une couche isolante, ce qui est techniquement complexe et imparfait.

Finalement le coût et la disponibilité peuvent aussi jouer un rôle pour le choix du MCP.

V.9 MCP commercialisés

Plusieurs entreprises (Climator, Cristopia, EPS Ltd, Mitsubishi Chemical Corporation, Rubitherm GmbH et TEAP PCM) sont engagées dans le développement des MCP pour plusieurs applications. Le tableau II-11 présente une liste comportant la majorité des MCP commercialisés.

Tableau II-11 – Propriétés de quelques MCP commercialisés [CRI] [TEA] [RUB] [CLI] [EPS] [MIC]

T_{Fusion} (°C)	Fournisseur	Nom	h_{LS} (kJ.kg ⁻¹)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	Famille
2	EPS Ltd.	A2	225	765	0,21	Organique
3	EPS Ltd.	A3	225	765	0,21	Organique
4	EPS Ltd.	A4	227	766	0,21	Organique
4	Rubitherm	RT 3	198	770-880	0,2	Organique
4	Rubitherm	RT 4	182	770-880	0,2	Organique
5	Rubitherm	RT 5	198	770-880	0,2	Organique
6	EPS Ltd.	A6	222	770	0,21	Organique
6	Rubitherm	RT 6	175	770-880	0,2	Organique
7	Climator	C7	140	1420	0,5-0,7	Sel Hydraté
7	EPS Ltd.	S7	120	1700	0,4	Sel Hydraté
8	EPS Ltd.	A8	220	773	0,21	Organique
8	EPS Ltd.	S8	140	1475	0,44	Sel Hydraté
9	EPS Ltd.	A9	220	775	0,21	Organique
10	EPS Ltd.	S10	140	1470	0,43	Sel Hydraté
13	EPS Ltd.	S13	140	1515	0,43	Sel Hydraté
15	EPS Ltd.	A15	173	790	0,18	Organique
15	EPS Ltd.	S15	142	1510	0,43	Sel Hydraté
17	EPS Ltd.	A17	172	785	0,18	Organique
17	EPS Ltd.	S17	143	1525	0,43	Sel Hydraté
18	TEAP	18T	175	1500	1	Sel Inorganique
19	EPS Ltd.	S19	146	1520	0,43	Sel Hydraté
20	TEAP	20T	175	1500	1	Sel Inorganique
21	EPS Ltd.	S21	190	1530	0,54	Sel Hydraté
21	Rubitherm	RT 21	134	770-880	0,2	Organique
22	EPS Ltd.	A22	172	785	0,18	Organique
22	Rubitherm	SP 22 a17	150	1460-1490	0,6	Sel Hydraté
23	EPS Ltd.	A23	170	785	0,18	Organique
23	EPS Ltd.	S23	190	1530	0,54	Sel Hydraté
24	Climator	C24	144	1480	0,5-0,7	Sel Hydraté
24	EPS Ltd.	A24	225	790	0,18	Organique
25	EPS Ltd.	A25	172	785	0,18	Organique
25	EPS Ltd.	S25	190	1530	0,54	Sel Hydraté
25	Rubitherm	SP 25 A8	180	1380	0,6	Sel Hydraté
25	TEAP	25T	175	1500	1	Sel Inorganique
26	EPS Ltd.	A26	225	790	0,21	Organique
27	Cristopia	AC.27	308	1445	1,04-1,15	Eutectique
27	EPS Ltd.	S27	192	1530	0,54	Sel Hydraté

Tableau II-11 - Propriétés de quelques MCP commercialisés [CRI] [TEA] [RUB] [CLI] [EPS] [MIC] (suite)

T_{Fusion} (°C)	Fournisseur	Nom	h_{LS} (kJ.kg ⁻¹)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	Famille
27	Rubitherm	RT 27	179	760-880	0,2	Organique
27	Mitsubishi	STL 27	213	1090	-	Sel Hydraté
28	Climator	C28	162	1450	0,5-0,7	Sel Hydraté
28	EPS Ltd.	A28	230	789	0,21	Organique
29	TEAP	29T	175	1500	1	Sel Inorganique
30	EPS Ltd.	S30	201	1304	0,58	Sel Hydraté
31	Rubitherm	RT 31	130	760-880	0,2	Organique
32	Climator	C32	162	1450	0,5-0,7	Sel Hydraté
32	EPS Ltd.	A32	215	845	0,21	Organique
32	EPS Ltd.	S32	186	1460	0,51	Sel Hydraté
32	TEAP	32S	200	1450	0,6	Sel Inorganique
34	EPS Ltd.	S34	115	2100	0,52	Sel Hydraté
34	TEAP	34S	220	1450	0,6	Sel Inorganique
36	Rubitherm	RT 36	130	760-880	0,2	Organique
36	TEAP	36S	230	1450	0,6	Sel Inorganique
37	Microtek	MPCM 37D	195	900	-	Organique
39	EPS Ltd.	A39	190	900	0,22	Organique
40	EPS Ltd.	PlusICE X40	131	1046	0,209	Solide-Solide
41	Rubitherm	PX 42	114	694	0,1	Organique
42	EPS Ltd.	A42	195	905	0,21	Organique
42	Rubitherm	RT 41	174	760-880	0,2	Organique
43	Microtek	MPCM 43D	105	900	-	Organique
44	EPS Ltd.	S44	105	1584	0,43	Sel Hydraté
45	TEAP	45S	230	1450	0,6	Sel Inorganique
46	EPS Ltd.	S46	190	1587	0,45	Sel Hydraté
47	Mitsubishi	STL 47	221	1340	-	Sel Hydraté
48	Climator	C48	227	1360	0,5-0,7	Sel Hydraté
49	Rubitherm	PX 50	110	694	0,1	Organique
50	EPS Ltd.	S50	104	1601	0,43	Sel Hydraté
50	Rubitherm	RT 49	168	760-880	0,2	Organique
52	Rubitherm	RT 52	173	760-880	0,2	Organique
52	Mitsubishi	STL 52	201	1300	-	Sel Hydraté
53	EPS Ltd.	A53	210	910	0,22	Organique
55	EPS Ltd.	A55	195	905	0,22	Organique
55	Rubitherm	RT 55	172	770-880	0,2	Organique
55	Mitsubishi	STL 55	242	1290	-	Sel Hydraté
58	Climator	C58	288	1460	0,5-0,7	Sel Hydraté
58	EPS Ltd.	A58	210	910	0,22	Organique
58	EPS Ltd.	S58	167	1505	0,69	Sel Hydraté
58	Rubitherm	RT 58	178	770-880	0,2	Organique
58	Rubitherm	PX 58	117	694	0,1	Organique
60	EPS Ltd.	A60	197	910	0,22	Organique
60	Rubitherm	RT 60	144	770-880	0,2	Organique
62	EPS Ltd.	A62	202	910	0,22	Organique
62	Rubitherm	RT 61	146	780-880	0,2	Organique
65	Rubitherm	RT 65	152	780-880	0,2	Organique
70	Climator	C70	281	1700	0,6-0,7	Sel Hydraté
70	EPS Ltd.	A70	220	890	0,23	Organique
72	EPS Ltd.	S72	140	1666	0,58	Sel Hydraté
80	EPS Ltd.	PlusICE X80	192	1193	0,335	Solide-Solide

Tableau II-11 - Propriétés de quelques MCP commercialisés [CRI] [TEA] [RUB] [CLI] [EPS] [MIC] (suite)

T_{Fusion} (°C)	Fournisseur	Nom	h_{LS} (kJ.kg ⁻¹)	Masse volumique (kJ.kg ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .kg ⁻¹)	Famille
82	EPS Ltd.	A82	170	850	0,22	Organique
82	Rubitherm	RT 82	176	770-880	0,2	Organique
82	Rubitherm	PX 82	116	694	0,1	Organique
83	EPS Ltd.	S83	152	1600	0,62	Sel Hydraté
86	Mitsubishi	PCM 86	246	-	-	Organique
89	EPS Ltd.	S89	163	1550	0,67	Sel Hydraté
95	EPS Ltd.	A95	202	900	0,22	Organique
100	Rubitherm	RT 100	124	770-880	0,2	Organique
110	EPS Ltd.	H100	243	2145	-	Sel Inorganique
117	EPS Ltd.	S117	169	1450	0,7	Sel Hydraté
118	Mitsubishi	PCM 118	339,8	1480	-	Organique

VI. Modélisation du phénomène de changement de phase

vi.1 Etat de l'art

Les systèmes de stockage thermique efficaces par chaleur latente représentent une option technique attractive pour les systèmes énergétiques conventionnels et non conventionnels. Afin d'étudier en détail les rapports entre stockage et efficacité énergétique, il est nécessaire de modéliser leur comportement thermique d'une manière précise. La modélisation de ces systèmes peut être très différente selon la nature du matériau, les niveaux de températures, les mécanismes de transfert, la géométrie du conteneur, la puissance thermique de stockage/déstockage et même la nature de l'application. Il existe une variété d'applications pour le stockage thermique par chaleur latente, comme la régulation thermique de l'ambiance (où les MCP sont intégrés dans les fenêtres, les murs et les toits [ISM98a], [HEN96], [ISM97]), la protection et le contrôle thermique des composants électroniques [MAR98].

Des réservoirs de stockage de froid en forme de plaques planes ont été étudiés numériquement et expérimentalement dans Ismail et al. [ISM99]. Des arrangements tubulaires, notamment des tubes d'avion, tubes à ailettes axiales et radiales, tubes à ailettes internes et externes ont également été étudiés comme dans Ismail [ISM98b] et al Ismail et al. [ISM00]. Des réservoirs de stockage à froid du type glace sur serpentin ont été étudiés par Jeckel et al. [JEC93], Ismail et al. [ISM70] et Benta [BEN01].

D'autres géométries dans lesquelles le MCP est encapsulé dans des conteneurs cylindriques ou sphériques ont également été étudiées. Ismail et Henriquez [ISM02] présentent un modèle numérique pour simuler un système de stockage composé de capsules sphériques remplis de MCP (eau) placés à l'intérieur d'un réservoir cylindrique. Un modèle transitoire simplifié unidimensionnel a été utilisé en divisant le réservoir en un nombre de couches dont l'épaisseur axiale est toujours égale ou supérieure au diamètre d'une capsule. Tieyi et al. [TIE96] ont étudié un système de stockage de chaleur latente, dans lequel le réservoir de stockage de froid est rempli d'enceintes rectangulaires contenant du MCP. Ils ont présenté un modèle numérique simplifié pour étudier les effets des facteurs opérationnels tels que la puissance frigorifique, la surfusion du MCP et ont comparé leurs résultats avec les résultats expérimentaux disponibles.

Kurklu et al. [KUR96] ont présenté un modèle mathématique pour prédire le rendement thermique d'un réservoir de stockage contenant de polypropylène comme MCP dans un tube de 1 m de long et 38 mm de diamètre échangeant de la chaleur avec de l'air. Le modèle est basé sur l'équation de conservation de l'énergie. Les résultats des simulations ont été cohérents avec les résultats expérimentaux. Velraj et al. [VEL97] ont réalisé une étude numérique et expérimentale sur la solidification d'un MCP à l'intérieur de tubes verticaux ailetés intérieurement et ont proposé un modèle bidimensionnel basé sur la formulation enthalpique de l'équation de l'énergie. Le modèle a été utilisé pour étudier l'influence du diamètre du tube interne et du nombre d'ailettes sur l'intensité du flux thermique superficiel échangé en dynamique et sur la vitesse de solidification.

Tao [TAO67] présente une méthode pour l'analyse de la solidification dans des géométries cylindriques et sphériques. Cho et Sunderland [CHO70] utilisent une transformation sous la forme d'un produit de la température et du rayon pour obtenir un terme de correction à appliquer à la géométrie plane pour représenter le cas d'une géométrie sphérique. Shih et Chou [SHI71] ont proposé une méthode itérative d'approximations successives pour représenter la solidification à l'intérieur d'une sphère. Leurs résultats sont comparables aux résultats numériques disponibles, à l'exception des cas présentant des grandes valeurs du nombre Stefan et des petites valeurs du nombre de Biot. Pedroso et Domoto [PED73] ont appliqué la technique de perturbation pour étudier la solidification d'un MCP à l'intérieur d'une sphère dont la température de surface est uniforme. Riley et al. [RIL74] ont étudié analytiquement le processus de solidification à l'intérieur des cylindres et des sphères de pour des petits nombres de Stefan. Moore et Bayazitoglu [MOO82] ont étudié le processus de fusion du MCP à l'intérieur des enveloppes sphériques et ont été en mesure de prédire la position de l'interface et les profils de température pour différentes valeurs du nombre de Stefan et de Fourier. Hill et Kucera [HIL83] ont développé une méthode semi-analytique pour étudier la solidification dans un conteneur sphérique, y compris les effets du rayonnement de la surface du récipient. Ils ont comparé leurs prédictions de la position de l'interface avec des résultats disponibles et ont obtenu un bon accord. Milanez [MIL84a] et Milanez et Ismail [MIL84b] ont présenté un modèle pour la solidification à l'intérieur des sphères en utilisant l'approche du front mobile pour déterminer la position du front mouvant et les profils de températures. Les résultats des simulations ont été validés par des expériences. D'autres études numériques et expérimentales sur la solidification et la fusion en géométrie sphérique ont été réalisés par Prud'homme et al. [PRU89], Cho et Choi [CHO00] et Chen et al. [CHE99].

Une approche analytique a été réalisée par Mosaffa et al. [MOS12] afin de suivre le profil de température lors du changement de phase dans une géométrie rectangulaire 2D. Dans cette même étude, un modèle numérique a aussi été développé et a donné des résultats conformes au modèle analytique. El Qarnia et al. [ELQ12] et Ho et Chu [HO95] ont étudié un système de protection thermique par des couches MCP/air rectangulaires verticales. Les effets de convection dans la partie liquide ont été pris en compte. La durée de protection assurée est exprimée en fonction du nombre de Rayleigh modifié, du nombre de Stefan modifié, de la surfusion, de l'épaisseur de la couche MCP/air et du rapport des épaisseurs MCP/air.

Une synthèse sur les travaux de modélisation du changement de phase est présentée dans les références [YAO89] et [REG08] concernant les aspects théoriques et pratiques.

VI.2 Thermodynamique du changement de phase

Le transfert de chaleur dans un MCP est identique à celui dans un matériau normal, sauf que lorsqu'une particule atteint la température de fusion, son état physique change entraînant une variation importante de ses grandeurs physiques. Un transfert d'énergie s'effectue chaque fois qu'un gradient de température existe à l'intérieur d'un système. Quant au changement de phase solide-liquide du matériau, la plus grande quantité d'énergie produite (ou absorbée) s'observe au niveau de l'interface bi-phasique [PAP99] où la température est constante. Cette uniformité de température crée une discontinuité des gradients thermiques qui s'établissent dans chaque phase de part et d'autre de l'interface.

Suivant le sens du changement d'état (fusion ou solidification), l'énergie provient d'une source externe à la température $T_1 > T_f$, (qui peut être un fluide caloporteur, une source électrique ou rayonnante) ou, inversement, la chaleur est extraite à une température $T_0 < T_f$. Les températures et les quantités d'énergie fournies ou extraites dépendent des modes de transmission de la chaleur dans le milieu : conduction, convection, ou même rayonnement, si le milieu est semi-transparent.

VI.3 Cinétique du changement de phase

Le changement d'état solide transforme l'énergie thermique échangée avec l'extérieur en enthalpie massique de fusion à la surface séparant les deux phases, appelées front solide ou front liquide et dont la position évolue au cours du temps. Bien que le cycle fusion-solidification apparaisse comme réversible, il en va tout autrement du point de vue de la cinétique, à cause entre autres du rôle de la convection naturelle dans la phase liquide qui n'est pas le même dans les deux processus (Figures II-7 a et b).

Dans le cas de la fusion (Figure II-7 a), une première partie la chaleur absorbée de l'extérieur par le matériau fait chauffer le liquide fondu, une deuxième partie (généralement la plus grande) est responsable de faire fondre une masse du solide et la troisième partie est responsable du chauffage du solide restant. Lors de ce processus, une gaine de liquide se forme entre la surface active et le matériau encore solide. Les transferts s'y produisent par conduction, puis dans de nombreux cas par convection naturelle et, éventuellement, par rayonnement entre la surface et le front solide. La convection naturelle améliore le transfert de chaleur, mais sa formulation mathématique en est complexe, car elle nécessite le traitement du couplage entre les équations de Navier-Stokes dans le liquide et de Fourier dans le solide.

Dans le cas de la solidification (Figure II-7 b), la chaleur cédée à l'extérieur provient de trois phénomènes : refroidissement du solide, refroidissement du liquide non encore solidifié et essentiellement de la solidification d'une masse de liquide. L'énergie est extraite à travers une croûte solide qui s'épaissit progressivement et dont la résistance thermique augmente avec l'épaisseur. Le liquide se refroidit progressivement pour atteindre la température de solidification. Ces problèmes sont généralement traités en conduction pure, car le rôle de la convection naturelle y est en général peu important. Cette courte description permet de comprendre que ce problème de transferts couplés est fortement non linéaire. De ce fait, les solutions analytiques sont rares et, bien qu'elles permettent de fournir certains ordres de grandeur, elles sont souvent peu utilisables dans les configurations réelles. En particulier, la résolution des cas multidimensionnels, où les conditions aux limites sont celles rencontrées dans les applications pratiques, n'a été possible que par le développement des méthodes numériques.

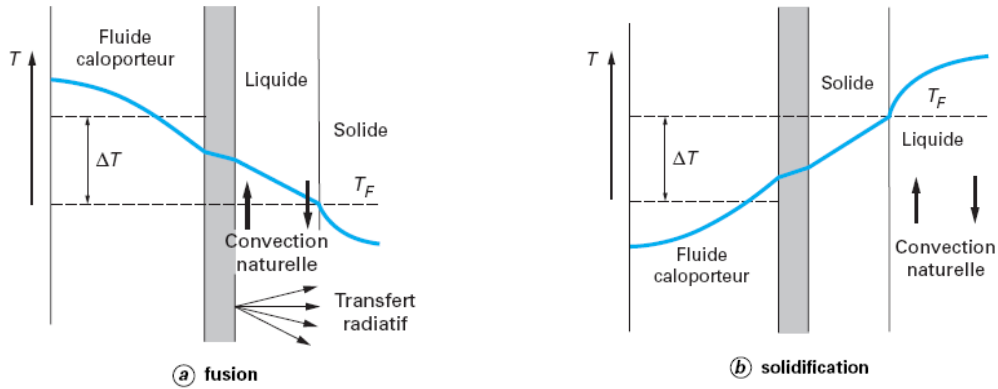


Figure II-7 a et b – Représentation schématique des processus de fusion et de solidification [BRI]

Plusieurs méthodes de modélisation peuvent être utilisées pour modéliser le phénomène de changement de phase ; les plus utilisés sont :

- la modélisation par position du front
- la modélisation par méthode numérique

VI.4 Modélisation par position du front

La mise en équations du problème de transfert de chaleur par conduction en présence d'un front de fusion ou de solidification s'appuie, dans le cas d'un corps pur d'une part, sur l'équation de la chaleur dans les phases solide et liquide :

$$\rho c_{pi} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{x^m} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_i x^m \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (\text{Eq. II-14})$$

avec $i = L, S$ et $m = 0, 1$ ou 2 suivant la géométrie, plane, cylindrique ou sphérique ; et d'autre part, sur la continuité des flux à l'interface solide-liquide, en posant que la différence entre les flux de part et d'autre de l'interface est égale à la quantité de chaleur instantanée libérée ou absorbée sous forme d'enthalpie de changement d'état par la progression du front :

$$\left(\lambda_S x \frac{\partial T_S}{\partial x} - \lambda_L x \frac{\partial T_L}{\partial x} \right)_{x=x_F} = \rho h_{LS} \frac{dx_F}{dt} \quad (\text{Eq. II-15})$$

Les conditions aux limites au niveau des surfaces frontières du domaine peuvent être soit des températures imposées, soit des flux imposés, ou être décrites par un coefficient d'échange à la paroi. Une analyse des lois d'échelle permet d'introduire le paramètre pertinent des problèmes de changement de phase, le nombre de Stefan.

En considérant le cas de la fusion en géométrie plane dont la phase initiale est un solide à la température de fusion T_F avec une température de paroi T_P imposée et en prenant l'hypothèse que le transitoire thermique est négligeable à l'échelle du temps caractéristique du processus de fusion, l'équation II-15 devient :

$$\lambda_L \frac{(T_P - T_F)}{x_F} \approx \rho_L h_{LS} \frac{dx_F}{dt} \quad (\text{Eq. II-16})$$

La résolution de cette équation différentielle ordinaire, en faisant apparaître la diffusivité du liquide

$$a_L = \frac{\lambda_L}{\rho_L C_{pL}} \quad (\text{Eq. II-17})$$

donne la loi d'évolution de la position de l'interface

$$x_F \approx \sqrt{2Ste} \sqrt{a_L t} \quad (\text{Eq. II-18})$$

ce qui met en évidence la variation de $x_F(t)$ en fonction de la racine carrée du temps, et la pertinence du paramètre

$$Ste = C_{pL} \frac{\Delta T_r}{h_{LS}} \quad (\text{Eq. II-19})$$

appelé nombre de Stefan est défini comme le rapport des enthalpies sensible et de changement d'état mis en jeu.

ΔT_r étant une différence de température de référence associée au terme moteur du changement d'état (généralement considérée $\Delta T_r = T_p - T_f$).

Le Tableau II-12 donne quelques valeurs usuelles du nombre de Stefan pour des matériaux courants.

Tableau II-12 – Valeurs du nombre de Stefan pour différents MCP [CLA81]

MCP	Température de fusion (°C)	Nombre de Stéphan
Glace	0	~0,0125 ΔT
n-Octadécane	28	~0,0091 ΔT
Etain	232	~0,0038 ΔT
Soude	297 à 321	~0,0055 ΔT
Aluminium	660	~0,0027 ΔT
Chlorure de Sodium	801	~0,0023 ΔT

La résolution de ce problème, dit à frontière mobile, consiste à déterminer la position du front à chaque instant puis à déduire le champ de température dans chacun des deux compartiments, solide et liquide. La difficulté réside essentiellement dans le fait que la position de l'une des frontières du domaine de calcul, où sont définies les conditions aux limites, est elle-même une inconnue du problème. La solution analytique de ce problème non linéaire ne peut être obtenue que dans des cas très particuliers.

VI.5 Modélisation par méthode numérique (volumes finis)

Une méthode largement utilisée pour modéliser le phénomène de changement de phase considère tout le matériau comme une seule phase dont les propriétés thermo-physiques dépendent fortement de la température. Elle consiste à résoudre l'équation de conservation de l'énergie régissant chaque masse élémentaire. Cette méthode est particulièrement bien adaptée aux problèmes qui concernent l'emploi de mélanges de matériaux à changement de phase pour lesquels le changement d'état se produit sur une plage de températures. Les

propriétés physiques du matériau comme la masse volumique, la conductivité thermique et la chaleur massique dépendent de son état physique. Pour cela, il faut introduire une variable décrivant l'état physique de chaque volume élémentaire : le titre de liquide, qui est le rapport de la masse du liquide sur la masse totale.

$$v_i = \frac{m_{Li}}{m_{Li} + m_{Si}} = \frac{m_{Li}}{m_i} \quad (\text{Eq. II-20})$$

$$v_i = \frac{H_i - H_S}{H_L - H_S} = \frac{H_i - H_S}{h_{LS}} \quad (\text{Eq. II-21})$$

Les propriétés physiques dépendront de cette variable et sont égales aux moyennes pondérées de celles en états solide et liquide [NAK95].

$$\varphi_i = v_i \varphi_L + (1 - v_i) \varphi_S \quad (\text{Eq. II-22})$$

Une autre complexité se présente au niveau de la modélisation des transferts de chaleur internes qui sont créés par le gradient de température dans le matériau, tandis que le phénomène de changement de phase se déroule à température constante [DAR04].

Une simplification de cette complexité consiste à exprimer l'équation de l'énergie sous forme « enthalpique » (Equation II-23), du fait que la variable enthalpie reste monotone (strictement croissante ou décroissante) durant le changement de phase. L'équation de la chaleur dans les phases solide et liquide est :

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{1}{x^m} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_i x^m \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (\text{Eq. II-23})$$

avec $i = L, S$ et $m = 0, 1$ ou 2 suivant la géométrie, plane, cylindrique ou sphérique.

En considérant un niveau zéro d'enthalpie au point de saturation solide et que le changement de phase se déroule à une température constante, l'équation qui lie T et H sera [FEL09] :

$$T = \begin{cases} T_f + \frac{H}{Cp_S} & \text{pour } H < 0 \\ T_f & \text{pour } 0 < H < h_{LS} \\ T_f + \frac{H - h_{LS}}{Cp_L} & \text{pour } H > h_{LS} \end{cases} \quad (\text{Eq. II-24})$$

En considérant un glissement de température ΔT_{LS} lors du changement de phase, l'équation liant T et H sera [FRA12] :

$$T = \begin{cases} T_f - \Delta T_{LS} + \frac{H}{Cp_S} & \text{pour } H < 0 \\ T_f - \Delta T_{LS} + \frac{H}{Cp_{eq}} & \text{pour } 0 < H < h_{LS} \\ T_f + \Delta T_{LS} + \frac{H - h_{LS}}{Cp_L} & \text{pour } H > h_{LS} \end{cases} \quad (\text{Eq. II-25})$$

$$Cp_{eq} = \frac{h_{LS}}{\Delta T_{LS}} \quad (\text{Eq. II-26})$$

Les figures II-8 et II-9 montrent deux maillages des éléments 2D d'épaisseur e , respectivement rectangulaire et cylindrique, ainsi que quelques échanges thermiques internes et des conditions limites possibles.

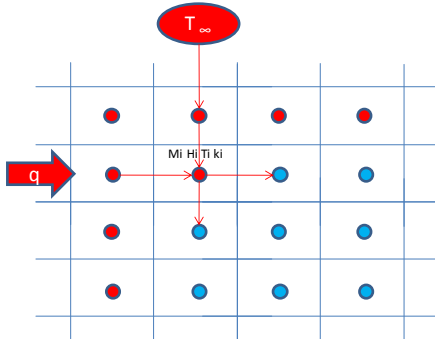


Figure II-8 – Maillage d'un élément 2D rectangulaire

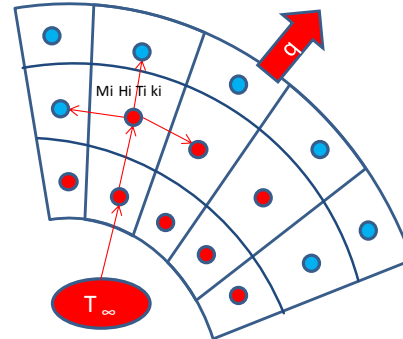


Figure II-9 – Maillage d'un élément 2D cylindrique

La résistance thermique entre deux mailles, voisines et de mêmes dimensions, est de :

$$R_{ij} = \frac{2}{\lambda_i + \lambda_j} \cdot \frac{d_{ij}}{S_{ij}} \quad (\text{Eq. II-27})$$

Les mailles des extrémités peuvent subir un flux thermique externe imposé et/ou avoir une température de paroi imposée. L'effet de la convection dans la partie liquide est négligé, étant donné que le MCP est mis en place sous une faible épaisseur dans un échangeur où le liquide sera bloqué. Le transfert radiatif est également négligé à cause des écarts de températures relativement faibles. Ces deux hypothèses seront validées dans le chapitre suivant.

Ces équations sont appliquées sur les volumes élémentaires quelles que soient leurs géométries. Plusieurs modèles de conduction lors du changement de phase ont été développés sur Dymola (langage Modelica) pour différentes géométries. Ce langage permet d'assembler les modèles élémentaires à d'autres modèles plus complexes pour obtenir la géométrie réelle. Des exemples seront montrés dans le chapitre suivant.

VII. Calorimétrie différentielle à balayage

La calorimétrie différentielle à balayage (en anglais, Differential Scanning Calorimetry ou DSC) est une technique d'analyse thermique. Elle mesure les différences des échanges de chaleur entre un échantillon à analyser et une référence (par exemple alumine, mais peut aussi être de l'air).

VII.1 Calorimétrie des MCP

Des études ont été menées sur la DSC des matériaux à basse diffusion spécialement sur les MCP, qui ont conclu que les graphes produits par ce système de mesure ne sont pas suffisants pour décrire le comportement vrai du matériau [DUM10]. En effet, une simple

mesure calorimétrique donne le flux mesuré sur la paroi inférieure du conteneur du matériau en fonction de la température de cette même paroi (Figure II-10). Or les MCP présentent une diffusivité thermique très basse, la température mesurée est différente de la température réelle du matériau qui est en plus non homogène. Pour cela le modèle de conduction développé sera utilisé pour déterminer une calorimétrie plus précise utilisant une méthode inverse.

Un modèle de la cellule de mesure comportant le MCP est conçu sur Dymola. Les paramètres physiques du MCP seront balayés afin de retrouver les valeurs qui permettent de retracer la même DSC donnée par la machine. La conductivité thermique est connue puisqu'elle a été mesurée en régime permanent monophasique. La masse volumique, mesurée par picométrie, est également connue. Les paramètres à trouver sont : la température de déclenchement du changement de phase, l'hystérésis à la cristallisation, le glissement de température, les capacités calorifiques solide et liquide et la chaleur latente. Comme décrit précédemment, le retard à la cristallisation est un effet aléatoire, pourtant cette analyse permettra de donner un ordre de grandeur de l'hystérésis. Afin de réduire les degrés de liberté des paramètres à trouver, un bilan global d'énergie échangée est appliqué entre les températures initiale et finale. Cette équation permet de lier les capacités calorifiques monophasiques et la chaleur latente du matériau. L'organigramme de la Figure II-11 montre le fonctionnement en boucle inverse, retrouvant les bons paramètres du MCP.

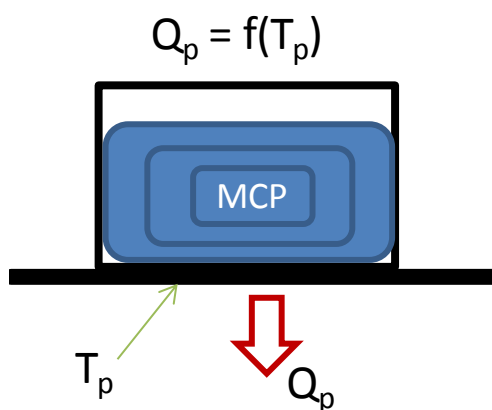


Figure II-10 – Cellule de mesure de la DSC

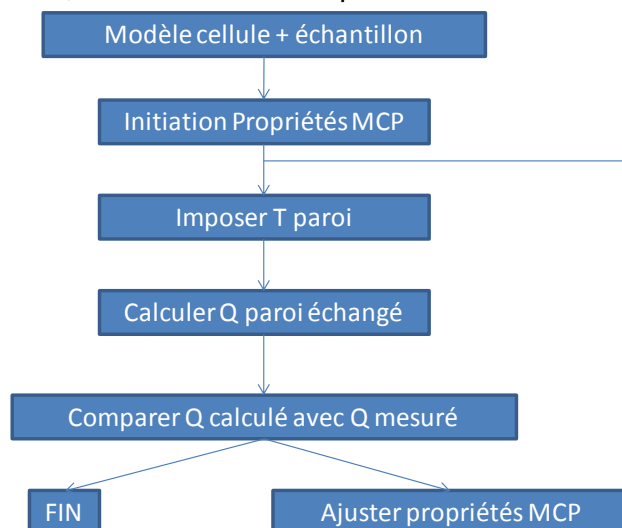


Figure II-11 – Organigramme de la méthode inverse de détermination des propriétés thermodynamiques d'un MCP

VII.2 Calorimétrie mesurée des candidats

Une vingtaine de MCP du marché ont été choisis pour analyser leur comportement thermique par la DSC. Cinq de ces MCP ont été classés comme « candidats » pour cette application. Les propriétés annoncées de ces derniers sont présentées tableau II-13.

Tableau II-13 – Les cinq MCP commercialisés choisis pour la DSC

Nom	Nature	Société	T _{Fusion} (°C)	h _{LS} (kJ.kg ⁻¹)
RT 31	Paraffine	Rubitherm (Allemagne)	31	130
RT 36	Paraffine	Rubitherm (Allemagne)	36	130
MPCM 37D	Paraffine	Microtek (USA)	37	195
MPCM 43D	Paraffine	Microtek (USA)	43	105
Sulfate Decahydraté	Sel hydraté	-	32	250

La DSC de ces matériaux a été réalisée par l'équipe MMC de EDF dans le cadre du projet Stock-aiR2. Le cycle thermique effectué sur les échantillons pour les mesures d'enthalpie sera (Température de paroi imposée):

- ⇒ Départ à 25 °C
- ⇒ Montée rapide de 25 °C à 70 °C à 1 °C.mn⁻¹
- ⇒ Stabilisation à 70 °C durant 600 s
 - ✓ Stabilisation à 70 °C durant 1 800 s
 - ✓ Descente de 70 °C à 0 °C à 0,15 °C.mn⁻¹
 - ✓ Stabilisation à 0 °C durant 1 800 s
- ⇒ Stabilisation à 0 °C durant 900 s
 - ✓ Stabilisation à 0 °C durant 1 800 s
 - ✓ Montée de 0 °C à 70 °C à 0,15 °C.mn⁻¹
 - ✓ Stabilisation à 70 °C durant 1 800 s
- ⇒ Retour rapide à 25 °C à 1 °C.mn⁻¹

} -Cycle refroidissement
 } - Cycle chauffage

L'évolution de la température est présentée Figure II-12.

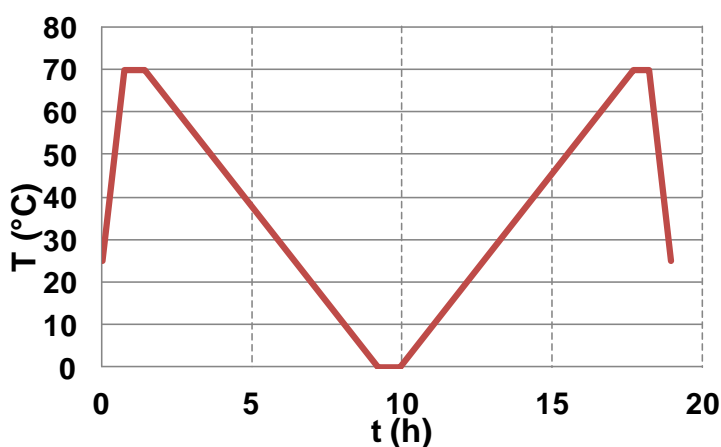


Figure II-12 – Cycle thermique effectué sur les échantillons pour la DSC

Le sel de Glauber (sulfate decahydraté) présente un sous-refroidissement de l'ordre de 20 K. Ce sous-refroidissement rend la solidification incontrôlable, et donc ce sel ne cèdera pas forcément sa chaleur lors de la demande par simple refroidissement. Ceci amène à l'éliminer de la liste des candidats. Le graphe de la Figure II-13 montre les courbes de solidification dans le plan (T,H) des quatre paraffines résultant de la DSC. Ce sont les valeurs mesurées à la paroi et qui doivent être obtenues par le modèle sur la paroi de l'échantillon en affectant les bonnes valeurs des propriétés thermodynamiques de chaque paraffine.

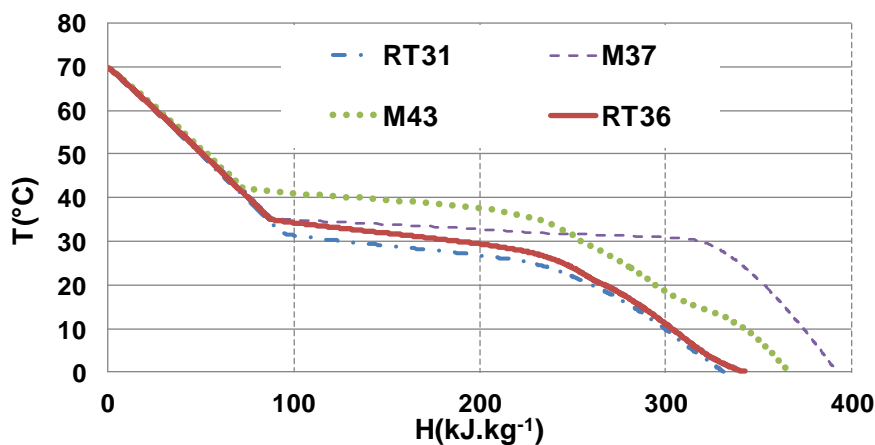


Figure II-13 – Courbes mesurées de solidification dans le plan (T,H)

VII.3 Calcul des calorimétries vraies

La Figure II-14 montre la comparaison entre les courbes de la température en fonction de l'enthalpie massique durant la fusion de la paraffine RT36 tracée en utilisant les résultats de la DSC et en utilisant les paramètres réels trouvés par la méthode inverse. Les deux courbes sont proches lorsque le MCP est entièrement monophasique. Durant ces phases, la diffusivité du matériau est toujours dans la limite acceptable de la mesure de la machine. La première conclusion tirée est que les chaleurs massiques monophasiques d'un MCP peuvent être mesurées directement par la machine. Le point de début de changement de phase est aussi le même que celui donné par la machine. L'écart commence avec le changement de phase créant un déphasage entre les températures et les flux thermiques dans le MCP et les flux et les températures mesurés à la paroi. Cet écart augmente avec l'augmentation du nombre de particules de MCP qui changent de phase. La DSC indique un glissement de température lors de la fusion de 8 K alors que le celui donné par la méthode inverse est de 5 K. Ceci est dû à la couche isolante du MCP liquide surchauffé. La Figure II-15 montre la comparaison entre les courbes de la température en fonction de l'enthalpie massique durant la solidification de la paraffine RT36, tracée en utilisant les résultats de la DSC et en utilisant les paramètres réels trouvés par la méthode inverse. En effet, les paramètres retrouvés sont presque les mêmes. Une très faible hystérésis, de l'ordre de 0,5 K, est remarquée lors de la cristallisation.

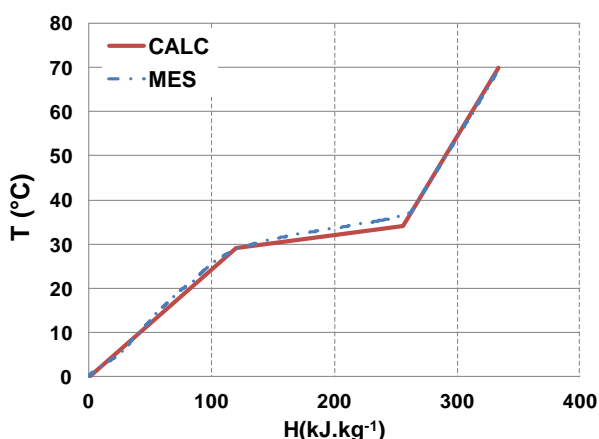


Figure II-14 – Comparaison entre DSC mesurée et calculée lors de la fusion de la RT 36

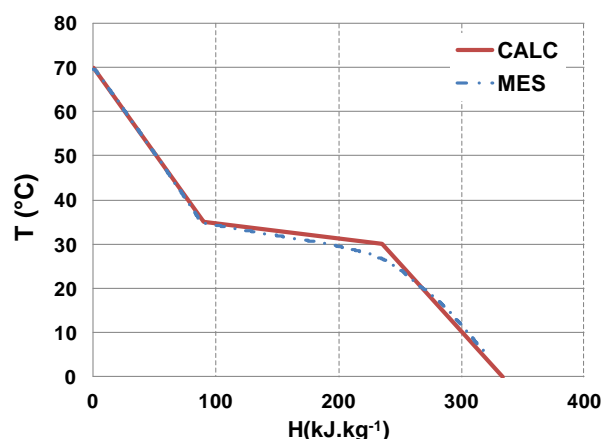


Figure II-15 – Comparaison entre DSC mesurée et calculée lors de la solidification de la RT 36

Une première méthode simplifiée, qui permet d'obtenir une DSC précise, est de calculer les chaleurs massiques en monophasique dans un premier temps. De préférence, la chaleur massique liquide est calculée au début de la phase de refroidissement de la DSC et la chaleur massique solide au début de la phase de chauffage de la DSC. En suite, le point de début de fusion est identifié, la chaleur latente est calculée en faisant le bilan énergétique entre l'état initial et l'état final. En traçant les deux droites représentant le chauffage liquide et solide, le glissement de température sera évalué. L'hystérésis est évaluée par la courbe de refroidissement, où la courbe montre le début de la solidification. Il est préférable de l'évaluer en tant que valeur variable dans une plage obtenue par plusieurs essais.

Une deuxième méthode permettant d'obtenir une DSC précise consiste à chauffer ou à refroidir, à une vitesse assez lente telle que la variation de la température appliquée sur le plateau puisse atteindre tout le MCP. Cette vitesse dépendra de la diffusivité du matériau. Cette méthode risque de donner une hystérésis plus grande puisqu'elle dépend de la vitesse de refroidissement.

VII.4 Comparaison des calorimétries

Les résultats de la méthode inverse de la DSC pour les cinq MCP sont résumés dans le tableau II-13. La Figure II-16 montre les courbes de cristallisation des quatre paraffines.

Tableau II-14 – Résultats de la DSC pour les cinq MCP

Nom	Données annoncées		Données mesurées		
	$T_{\text{Fusion}} (^{\circ}\text{C})$	$h_{\text{LS}} (\text{kJ.kg}^{-1})$	$T_{\text{Fusion}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{solidification}} (^{\circ}\text{C})$	$h_{\text{LS}} (\text{kJ.kg}^{-1})$
RT 31	31	130	31	26	130
RT 36	36	130	35	30	140
MPCM 37D	37	195	36	32	230
MPCM 43D	43	105	43	38	160
Sulfate Decahydraté	32	250	35	14	215

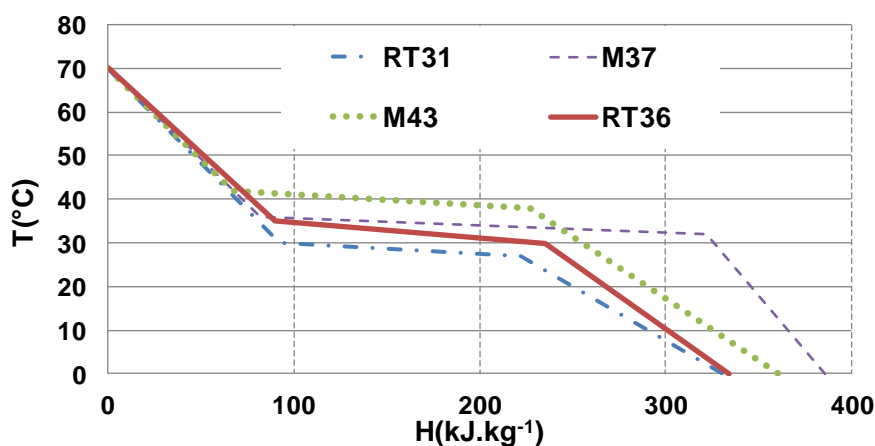


Figure II-16 – Courbes calculées de solidification dans le plan (T,H)

Toutes ces courbes montrent un glissement de température plus ou moins grand lors de la solidification. Ceci est dû à plusieurs effets, dont les deux plus importants sont :

- les impuretés existantes dans le MCP ; la paraffine n'est pas purifiée à 100 %
- les paraffines commerciales sont généralement un mélange de paraffines donnant la température de fusion désirée.

D'autre part ces quatre paraffines présentent une surfusion assez faible qui ne dépasse pas 1 K pour les échantillons testés (de l'ordre du cm^3).

La RT 31 change de phase entre 26 °C et 31 °C avec une chaleur latente de 130 kJ.kg^{-1} . Le changement de phase se déroule dans une plage de température qui est relativement basse, ce qui va entraîner une récupération à un bas niveau de température. La M 43 change de phase entre 38 °C et 43 °C, ce qui nécessite un niveau de température assez élevé pour stocker la chaleur. Le changement de phase de la RT 36 se déroule entre 30 °C et 35 °C, une plage de température assez acceptable pour le stockage et le déstockage. La M 37 présente la plus grande chaleur latente (230 kJ.kg^{-1}) de ces candidats, ainsi qu'un niveau de température favorable au stockage et déstockage de la chaleur.

VIII. Conclusions

Les systèmes de stockage par chaleur latente offrent une densité d'énergie thermique de stockage élevée, par unité de masse et par unité de volume, à une température constante correspondant à la température de transition de phase du MCP.

Le stockage thermique par chaleur latente peut être obtenu par des transformations solide-solide, solide-liquide, solide-gaz et liquide-gaz. Le changement de phase adapté à l'effacement d'une pompe à chaleur est celui de la transition solide-liquide grâce à la quantité de chaleur délivrée et avec changement de volume acceptable lors de cette transformation.

Le processus de fusion et de solidification dépend de la nature et de la composition du MCP. Les critères de choix d'un MCP sont des critères chimiques (corrosion, dilatation/rétractation, dénaturation) thermodynamiques et thermiques (capacité calorifique, chaleur latente, conductivité thermique, diffusivité thermique), de cinétique de changement de phase (vitesse de changements de phase, hystérésis) et économiques.

Les MCP peuvent être classés en trois grandes familles selon leurs natures chimiques : Organiques, inorganiques et présentant un point d'eutexie. Les propriétés de deux MCP d'une même famille sont semblables.

La calorimétrie différentielle à balayage avec ajustement des propriétés par méthode inverse permet d'évaluer la chaleur latente, les températures de fusion et de solidification et les glissements de température lors de la transformation avec plus grande précision. Elle permet aussi d'évaluer l'hystérésis du matériau.

Le phénomène de changement de phase est généralement modélisé en thermique par deux types de méthodes : analytique et numérique. La première est rapide mais n'est utile que dans des cas simples. La méthode numérique est générique et s'applique, y compris à des géométries complexes.

Dans cette thèse une méthode numérique par volume finis a été développée, basée sur la forme enthalpique de l'équation de l'énergie. Le modèle de changement de phase développé est connecté à d'autres modèles pour former le système global afin de concevoir l'échangeur stockeur et le système PAC.

Chapitre III. Conception d'un Echangeur Stockeur - Déstockeur

I. Introduction

Le condenseur est l'élément clé de la pompe à chaleur intégrant un stockage thermique. Cet échangeur est le siège de l'échange entre les trois « matériaux actifs » du système : le fluide frigorigène, l'air ambiant et le matériau de stockage. Dès lors, la faisabilité et la rentabilité de ce système sont liées directement à la performance de cet échangeur stockeur. Il sera conçu principalement pour être capable de **stocker la quantité d'énergie thermique nécessaire** pour l'effacement, **la délivrer avec la puissance requise** à un niveau de température assurant le confort thermique et un écart de températures acceptable entre stockage et déstockage. Il devra respecter également d'autres critères comme un faible débit de soufflage d'air, la plus grande compacité possible et un fonctionnement sans hystérésis.

Selon les calculs des besoins de la maison « Mozart Passive », un stock de 800 Wh d'énergie thermique est suffisant pour assurer le confort entre 18 h et 20 h durant toute l'année. La stratégie choisie est celle du dimensionnement maximal, sans inconfort et une durée d'effacement d'au moins deux heures. Le système doit être capable de décharger une puissance thermique maximale de 400 W. Le système de chauffage qui va être utilisé est une PAC monosplit à une unité intérieure (Figure III-1).

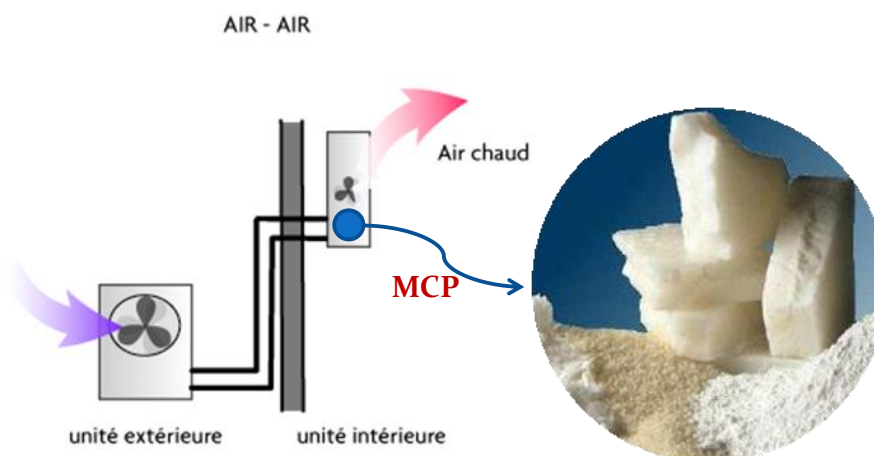


Figure III-1 – Système PAC comportant échangeur stockeur

II. Etat de l'art sur les échangeurs stockeurs

Bien que les études sur les pompes à chaleur avec stockage par chaleur latente soient limitées, de nombreux travaux ont été menés sur l'amélioration du transfert de chaleur et des cycles thermiques dans les systèmes de stockage par chaleur latente. Huang et al. [HUA04] ont étudié la performance de la régulation thermique de modules photovoltaïques intégrés aux bâtiments intégrant des MCP. Les résultats expérimentaux et de simulations ont montré

que les ailettes dans le MCP pourraient améliorer largement le transfert de chaleur du processus de fusion de l'unité de stockage thermique.

Plusieurs brevets présentent des dispositifs d'échangeurs tubes plats ailetés, souvent utilisés pour la climatisation des véhicules, permettant un stockage par chaleur latente. La Figure III-2 montre le schéma du brevet [EP1221389A2] qui propose d'insérer des réservoirs de MCP entre le tube où circule le fluide caloporteur et les ailettes externes qui sont brasées sur les réservoirs. Le brevet [FR2878613A1] décrit une méthode d'intégration plus simple au niveau de l'assemblage de l'échangeur. Les réservoirs sont adjacents aux tubes des caloporteurs, comme le montre la Figure III-3, les ailettes externes sont brasées en partie sur les tubes et en partie sur les réservoirs. Dans le brevet [EP1424531B1], les tubes sont composés de faisceaux de circulation du caloporteur adjacents à d'autres faisceaux comportant du MCP. Le dispositif du brevet [DE1020004035818] présente des petits réservoirs rectangulaires de MCP brasés d'un côté et de l'autre de chaque tube d'un échangeur à tubes plats ailetés.

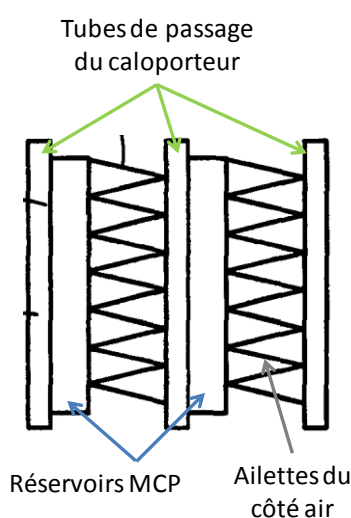


Figure III-2 – Schéma du brevet EP1221389A2

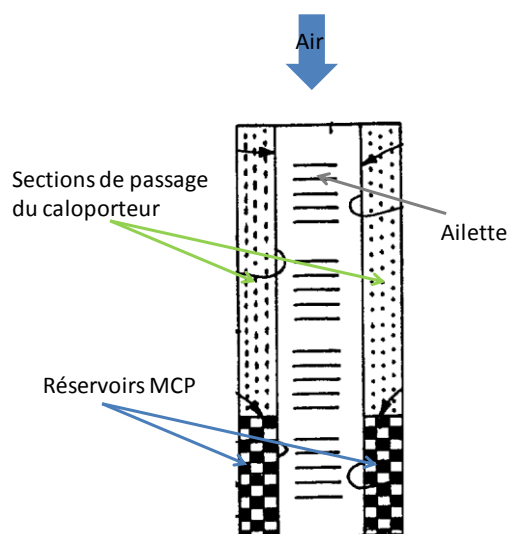


Figure III-3 – Schéma du brevet FR2878613A1

L'inconvénient de ces dispositifs est le ratio volumique associé à chacun des trois fluides : caloporteur, fluide externe et fluide de stockage qui est inadapté. Les caloporteur et l'air sont en écoulement, le volume associé est le volume de passage. Par contre, le volume associé au MCP permet un stockage thermique très limité. En d'autres termes la densité énergétique entre les trois composants de l'échangeur est mal équilibrée.

Le brevet [WO2006059005] propose des réservoirs parallélépipédiques de MCP ayant une petite épaisseur. Ces derniers peuvent être insérés dans des tubes de circulation d'un caloporteur dans un échangeur ou bien entre les plaques d'un échangeur à plaques. De même les brevets [DE102006007543], [DE3910356] et [DE10240246] présentent des réservoirs de stockage par chaleur latente où le MCP occupe le circuit du premier fluide d'un échangeur à plaques et le caloporteur circule dans le deuxième. Le réservoir du brevet [DE19953113] est identique sauf que le caloporteur circule dans des tubes perpendiculaires aux plaques.

Le brevet [DE10256665] porte sur un système de climatisation doté d'un réservoir de stockage par chaleur latente. Le froid est généré par un circuit frigorifique et stocké dans un réservoir de MCP où un échangeur intermédiaire peut absorber ce froid pour le transmettre à un autre échangeur et refroidir de l'air injecté dans l'habitacle d'un véhicule. Les brevets

[DE10233415] et [DE10108152] présentent également des systèmes de climatisation comportant un réservoir de stockage thermique.

Le déstockage par l'intermédiaire d'une boucle supplémentaire de caloporteur entraîne des écarts de températures supplémentaires entre source et « puits » d'où des pertes exergétiques, ce qui affecte le rendement du système.

Une étude menée par M. Medrano et al. [MED09] compare les performances de différents échangeurs commercialisés intégrant des MCP. La meilleure performance est fournie par celui où le dopage du côté MCP est le plus efficace.

III. Modèle échangeur complet

Pour étudier les coefficients entre les surfaces d'échange avec l'air, les échanges entre le fluide frigorigène et l'air d'une part et le MCP d'autre part une modélisation dynamique est Indispensable puisqu'il faut rendre compte du stockage et déstockage d'énergie. .

III.1 Langage Modélica

Modelica est un langage de modélisation des systèmes physiques, destiné à faciliter le développement de bibliothèques de modèles et permettre des agrégations de modèles élémentaires dans des modèles de complexité supérieure. C'est un langage conçu pour simuler des modèles reposant sur des équations mathématiques complexes. Il est basé sur le concept orienté-objet pour faciliter la liaison et la réutilisation des modèles [MOD]. Le solveur Dymola, basé sur ce langage, sera utilisé pour modéliser l'échangeur stockeur et la PAC.

III.2 Modèles élémentaires principaux

Le modèle global de l'échangeur est l'assemblage de modèles élémentaires, ou sous-modèles, paramétrables. Les éléments principaux de l'échangeur sont : le fluide frigorigène, l'air, le MCP et la structure métallique. Les phénomènes de transfert entre ces quatre éléments sont la conduction et la convection forcée. La convection naturelle dans le MCP sera négligée à cause des faibles épaisseurs.

III.2.1 Modèle de conduction

Le premier sous-modèle développé est celui de la dynamique des échanges conductifs en coordonnées cylindriques en présence de changement de phase. La géométrie est la surface plane limitée par deux cercles concentriques et par un angle (Figure III-4). L'équation d'énergie régissant la conduction en coordonnées cylindriques 2D est :

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{Eq. III-1})$$

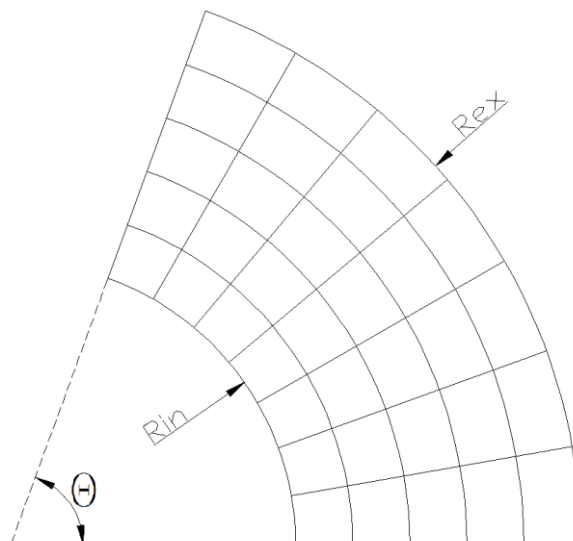


Figure III-4 – Géométrie du sous-modèle conduction en cylindriques

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- ρ_L Masse volumique du matériau en état liquide
- ρ_S Masse volumique du matériau en état solide
- C_{pL} Capacité calorifique du matériau en état liquide
- C_{pS} Capacité calorifique du matériau en état solide
- λ_L Conductivité thermique du matériau en état liquide
- λ_S Conductivité thermique du matériau en état solide
- T_f Température de fusion (considérée égale à celle de solidification)
- ΔT_f Glissement de température lors du changement de phase
- h_{LS} Chaleur latente massique du matériau
- R_{ex} Rayon externe de la partie
- R_{in} Rayon interne de la partie
- θ Angle du secteur
- N_r Nombre de volumes suivant la direction radiale
- N_{tt} Nombre de volumes suivant la direction tangentielle

Le même sous-modèle est développé aussi en coordonnées cartésiennes pour une géométrie rectangulaire (Figure III-5). L'équation d'énergie qui régit la conduction en coordonnées cartésiennes 2D est :

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

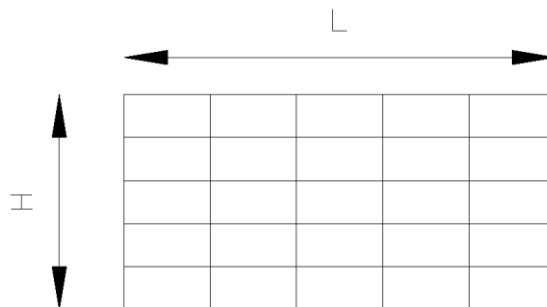


Figure III-5 – Géométrie du sous-modèle conduction en cartésiennes

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- ρ_L Masse volumique du matériau en état liquide
- ρ_S Masse volumique du matériau en état solide
- C_{pL} Capacité calorifique du matériau en état liquide
- C_{pS} Capacité calorifique du matériau en état solide
- λ_L Conductivité thermique du matériau en état liquide
- λ_S Conductivité thermique du matériau en état solide
- T_f Température de fusion (considérée égale à celle de solidification)
- ΔT_f Glissement de température lors du changement de phase
- h_{LS} Chaleur latente massique du matériau
- L Longueur de la partie
- H Hauteur de la partie
- N_x Nombre de volumes suivant la longueur
- N_y Nombre de volumes suivant la hauteur

Pour assembler les modèles de conduction, ces derniers doivent comporter des connecteurs qui communiquent la température et le flux thermique échangé aux extrémités. D'autres géométries peuvent être modélisées aussi selon la structure de l'échangeur. Ces modèles peuvent aussi être utilisés pour les métaux qui sont des MCP avec une très haute température de fusion.

III.2.2 Modèle de la convection forcée

Le deuxième modèle développé est celui représentant la convection externe avec l'air. L'inertie de l'air sera négligée. Le coefficient d'échange prendra en compte la présence des ailettes sur le tube externe.

$$Q = h_{eq} S \Delta T \quad (\text{Eq. III-3})$$

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- T_{in} Température d'entrée de l'air
- M_{air} Débit massique d'air
- $C_{p_{air}}$ Capacité calorifique de l'air
- $h_{tc_{air}}$ Coefficient d'échange convectif entre l'air et le tube

Pour assembler les modèles de convection, ces derniers doivent comporter des connecteurs qui communiquent la température et le flux thermique échangé aux extrémités, et d'autres qui communiquent le débit et la température entre les modèles convection.

III.2.3 Assemblage des modèles

Les deux modèles élémentaires principaux sont utilisés pour composer le modèle principal. D'autres modèles secondaires sont aussi nécessaires, selon la structure, pour compléter le modèle. La Figure III-6 montre un exemple d'assemblage représentant un simple échange entre un volume de MCP contenu dans un tube métallique et de l'air circulant sur la paroi externe de ce tube.

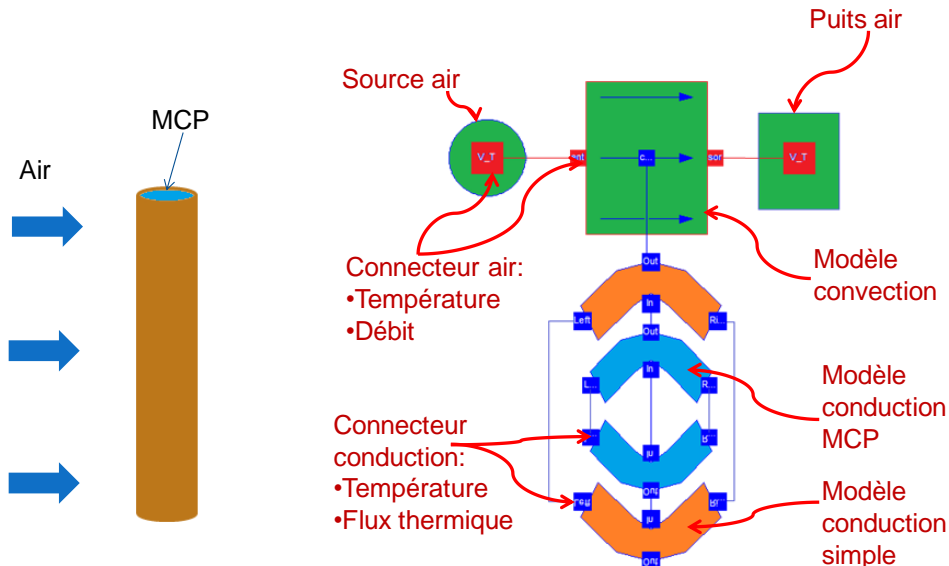


Figure III-6 – Assemblage d'un modèle sur Dymola

IV. Structure de l'échangeur stockeur

IV.1 Géométrie « tube dans tube »

Une première conception étudiée est celle d'un échangeur contenant une masse de MCP introduite dans des tubes qui sont insérés l'un dans l'autre ; la modélisation va permettre de décider où la masse de MCP doit être disposée préférentiellement (Figure III-7). Un tube rond est brasé sur la génératrice intérieure du tube rond principal. Une première option est d'insérer le MCP dans le tube interne, le fluide frigorigène circule entre les deux tubes. Le circuit du fluide frigorigène sera assemblé via des coudes percés [WO2006079618]. Une deuxième option consiste à insérer le MCP entre les deux tubes et faire circuler le fluide frigorigène dans le petit tube. L'air échange avec la surface externe du grand tube (surface ailetée).

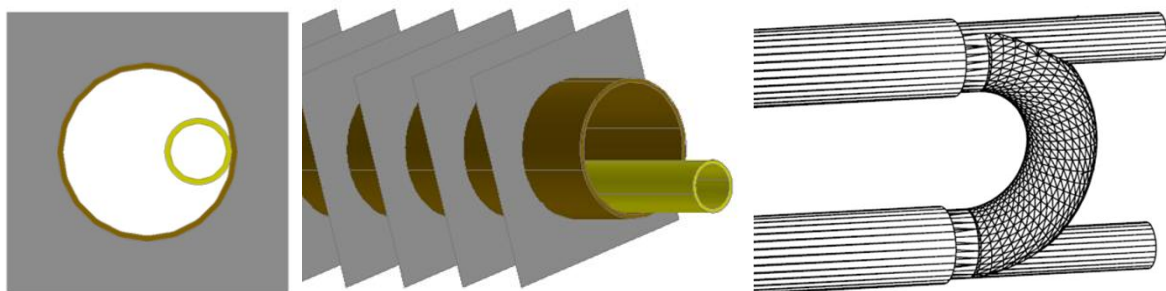


Figure III-7 – Géométrie tube dans tube

Ce condenseur stockeur va être étudié en prenant en compte trois modes de fonctionnement :

- Constitution du stock d'énergie latente : le système de compression fonctionne, la température de condensation du fluide frigorigène est supérieure à la température de fusion du MCP qui passe donc en phase liquide. Dans ce cas, le ventilateur du condenseur est arrêté, la chaleur n'est pas diffusée dans la pièce, toute l'énergie de condensation du fluide frigorigène sert à la fusion du MCP. Ce mode est appelé mode de « charge ». En cas de besoin thermique faible, l'échangeur peut fonctionner en mode de charge combiné, où le stockage se fait avec un chauffage simultané de l'air.
- Restitution de l'énergie stockée : le système de compression est arrêté, le fluide frigorigène ne circule donc pas, le MCP est entièrement fondu, le ventilateur du condenseur fonctionne, l'air entrant est à une température inférieure à la température de solidification, le MCP restitue sa chaleur à l'air en se solidifiant, appelé ici mode « décharge ».
- Fonctionnement en condensation du fluide frigorigène avec MCP fondu : c'est un mode où le changement de phase du MCP n'est pas utilisé, la masse de MCP rend plus constante la température de surface de l'échangeur. C'est un mode secondaire intéressant à analyser du fait de la constance de la température de soufflage et donc du confort ressenti.

IV.1.1 Modèle tube dans tube

Dans un premier temps, le condenseur est modélisé et simulé uniquement en mode de décharge. En effet, la phase de décharge est la phase pour laquelle la puissance est une contrainte, car une quantité de chaleur définie doit être délivrée dans une durée limitée et à un niveau de température permettant d'obtenir les conditions de confort.

Un sous-modèle secondaire est nécessaire pour modéliser la structure tube dans tube, c'est le modèle de la dynamique des échanges conductifs, et convectifs pour le fluide frigorigène qui change aussi de phase (condensation). La géométrie est la surface plane limitée par deux cercles tangents intérieurement et par un angle (Figure III-8).

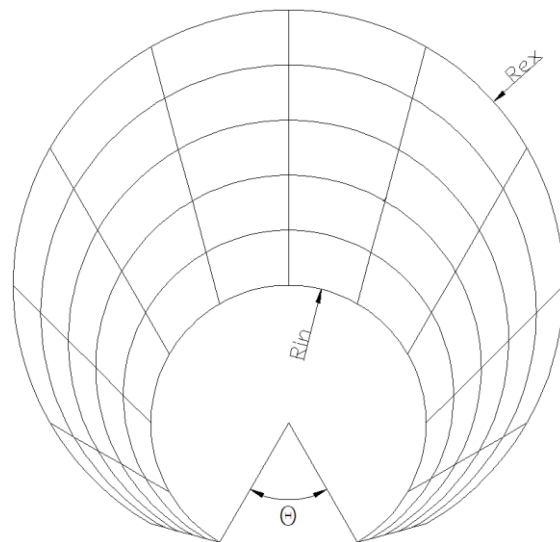


Figure III-8 – Géométrie du deuxième sous-modèle (B)

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- ρ_L Masse volumique du fluide en état liquide
- ρ_V Masse volumique du fluide en état vapeur
- C_{pL} Capacité calorifique du fluide en état liquide
- C_{pV} Capacité calorifique du fluide en état vapeur
- λ_L Conductivité thermique du fluide en état liquide
- λ_V Conductivité thermique du fluide en état vapeur
- T_{ev} Température d'évaporation (considérée égale à celle de condensation)
- h_{ev} Chaleur latente massique du fluide
- Q_{imp} Puissance source donnée par le fluide (lors du stockage)
- h_{in} Coefficient d'échange convectif avec le tube interne
- h_{ex} Coefficient d'échange convectif avec le tube externe
- R_{ex} Rayon externe de la partie
- R_{in} Rayon interne de la partie
- θ Angle complémentaire de celui du secteur
- N_r Nombre de volumes suivant la direction radiale
- N_{tt} Nombre de volumes suivant la direction tangentielle

Le deuxième sous-modèle développé est celui du contact conductif de la brasure du tube interne sur le tube aileté externe. Ce contact conductif permet le transfert du flux thermique du tube interne vers le MCP et vers le tube aileté externe. La qualité de brasage est prise en considération dans le paramètre « résistance de contact ».

Les paramètres de ce sous-modèle sont :

- R_{cont} Résistance de contact entre les surfaces d'échange
- S_1 Première surface d'échange
- S_2 Deuxième surface d'échange

Le modèle complet est la combinaison des sous-modèles intégrant les paramètres physiques et géométriques de chaque composant : fluide frigorigène, MCP, métal et les dimensions et formes choisies des deux tubes. Les Figure III-9 a et b montrent l'assemblage en attribuant une couleur, respectivement, à chaque matière et à chaque sous-modèle.

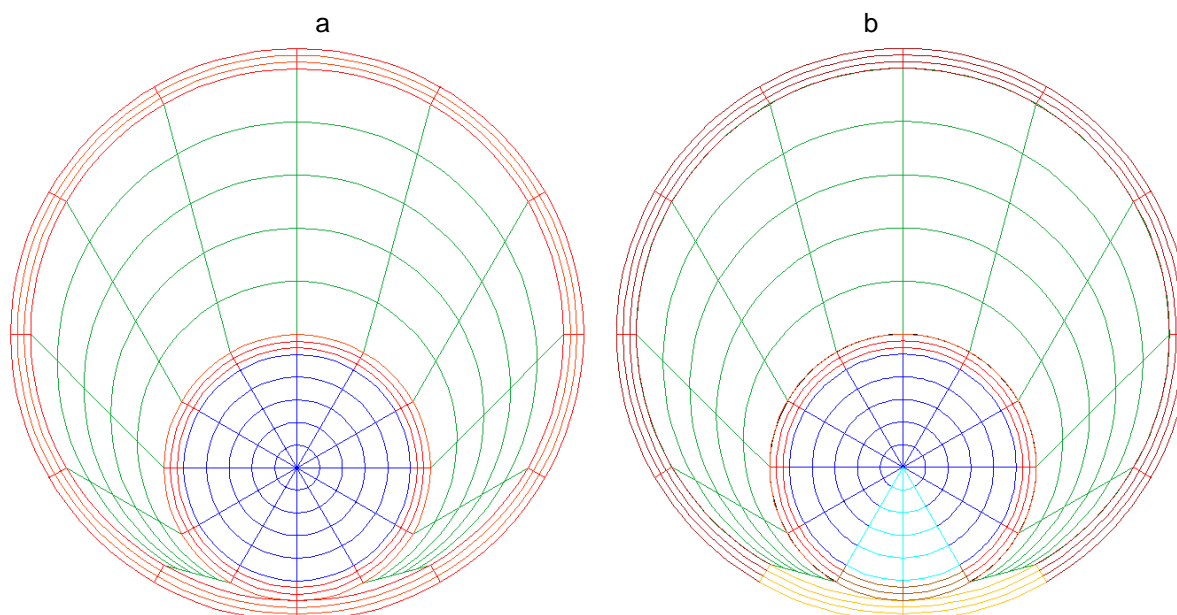


Figure III-9 – Maillage du modèle après l'assemblage des modèles

IV.1.2 Déstockage tube dans tube

La phase de déstockage (décharge) est donc simulée en premier lieu, car elle est la phase la plus délicate du processus d'échange. Pour obtenir les résultats de déstockage, il suffit d'imposer des conditions de température ou de flux à la surface externe du grand tube. On rappelle que le système de compression est à l'arrêt, il n'y a donc pas de débit circulant de fluide frigorigène. Dans le condenseur, le fluide frigorigène est considéré comme étant à l'état gazeux, la phase liquide étant stockée dans un réservoir situé à l'aval du condenseur ; des simulations sont faites aussi en considérant qu'il reste du liquide.

Une étude de sensibilité sera faite sur les paramètres suivants :

- a) l'état du fluide frigorigène
- b) le maillage du MCP
- c) la conductivité thermique du MCP
- d) le coefficient d'échange entre le tube externe et l'air
- e) les diamètres des deux tubes

Les hypothèses considérées sont :

- l'effet de dilatation du MCP est très faible
- l'effet de la convection dans le MCP est négligé
- la masse volumique du fluide frigorigène est de $1\,300\text{ kg.m}^{-3}$ en liquide et 6 kg.m^{-3} en vapeur, celle du MCP est de 760 kg.m^{-3}
- la conductivité thermique du fluide frigorigène est de $90\text{ mW.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ en liquide et de $10\text{ mW.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ en vapeur, celles du MCP sont égales à $0,2\text{ W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ en liquide et en solide, sauf indication contraire
- les capacités calorifiques du fluide frigorigène et de l'air sont égales à 1 kJ.kg^{-1} , celle du MCP est considérée égale à 2 kJ.kg^{-1}
- la chaleur latente du MCP est considérée égale à 130 kJ.kg^{-1}
- la température de solidification du MCP est considérée de 36 °C
- le coefficient d'échange de convection entre le fluide frigorigène stagnant et les tubes est considéré égal à $20\text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ en état gazeux et $1\,000\text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ en état liquide
- le coefficient d'échange équivalent entre l'air et le tube externe rapporté à la surface de la paroi, est considéré par défaut égal à $20\text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ et la surface ailetée est considérée 5 fois plus grande que celle du tube seul. L'épaisseur des tubes est toujours considérée égale à $0,35\text{ mm}$
- la résistance de contact au brasage est négligeable
- l'angle que forme la surface de brasage est de 75 °
- la température d'entrée d'air ambiant est de 21 °C
- le débit d'air soufflé par unité de longueur du tube est de $1\text{ g.s}^{-1}\text{.m}^{-1}$
- le MCP est initialement à une température uniforme de $(T_f + 1)$

Le diamètre externe du tube interne sera noté D_{int} , et celui du tube externe sera noté D_{ext} . La première simulation est celle du petit tube où stagne le fluide frigorigène. Ce petit tube est brasé sur la génératrice du grand tube aileté qui contient le MCP. Le fluide frigorigène est en état gazeux, ses mouvements éventuels sont dus à des effets de convection naturelle puisqu'il n'y a pas de débit circulant. Le diamètre du tube interne (D_{int}) est de 4 mm , celui du tube externe (D_{ext}) est de 8 mm . Le MCP est discrétisé en cinq zones suivant la direction radiale et cinq zones suivant la direction angulaire, soit au total 25 éléments. Ce cas est considéré comme le cas de référence pour la décharge thermique.

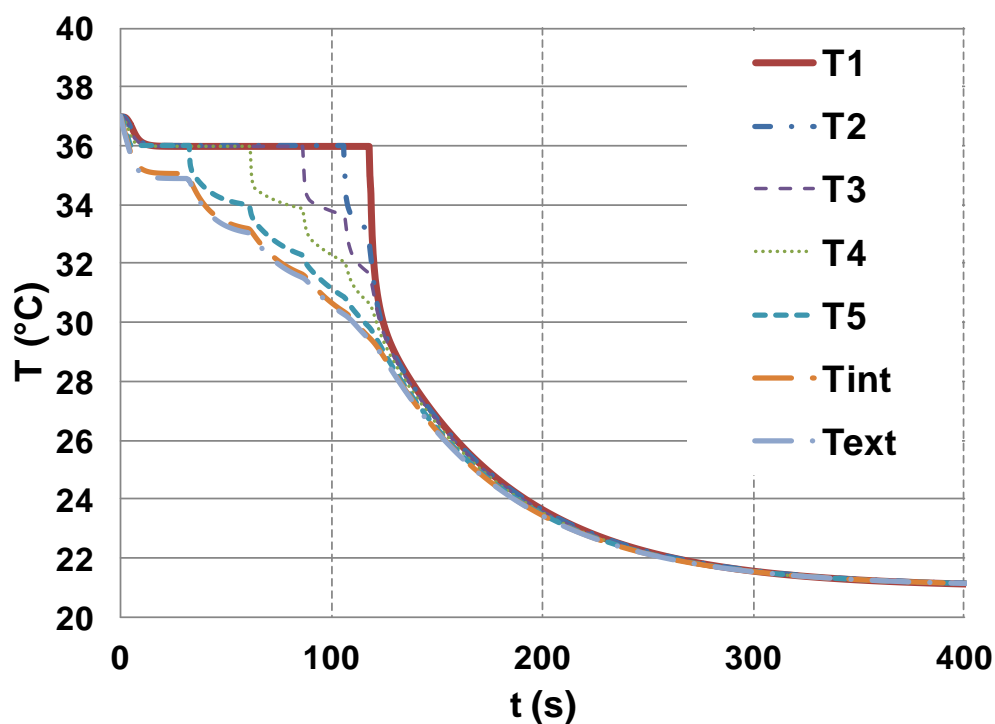


Figure III-10 – Températures du MCP et des tubes externe et interne dans le cas de référence

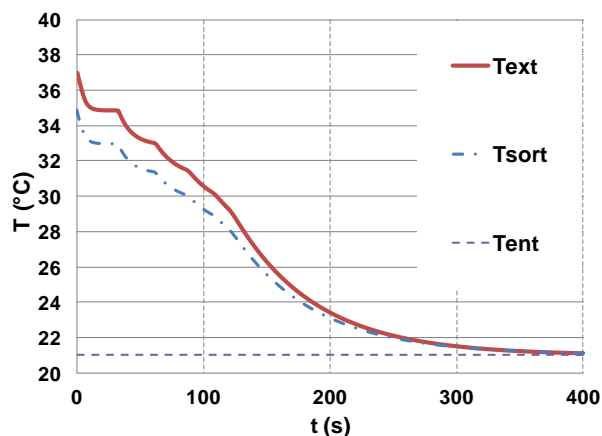


Figure III-11 – Températures du tube externe, d'entrée et de sortie de l'air dans le cas de référence

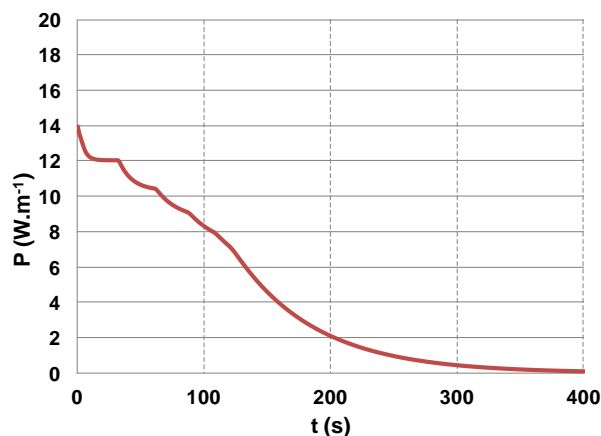


Figure III-12 – Flux thermique échangé avec l'air dans le cas de référence

La Figure III-10 montre les températures du MCP dans la direction radiale (T1 au centre, T5 à la paroi), celle des parois des tubes interne et externe. Les emplacements des températures mesurées sont montrés Figure III-13.

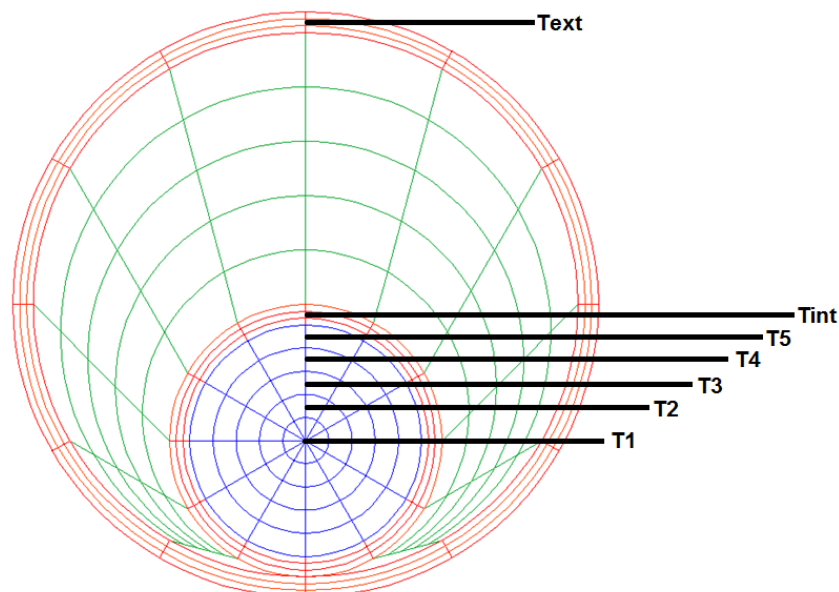


Figure III-13 – Emplacement des températures mesurées

La Figure III-11 montre la température du tube externe ainsi que celles d'entrée et de sortie de l'air après l'échange avec le tube. La Figure III-12 montre la puissance absorbée par l'air par mètre linéaire de tube. Le MCP étant initialement en état liquide, se refroidit et entre rapidement en état diphasique liquide-solide pour céder la chaleur latente stockée. Au fur et à mesure que le front solide se déplace de l'extrémité vers le centre du petit tube, la résistance thermique entre l'air et le MCP diphasique augmente. Ceci se traduit par la baisse de la température de sortie de l'air, ainsi que par la baisse du flux thermique allant du tube vers l'air (Figure III-12). Le point critique du MCP, c'est-à-dire le dernier volume de MCP à se solidifier, est celui au centre du tube interne. Il se solidifie après 120 secondes. Après 400 secondes, l'échangeur entier atteint la température d'entrée de l'air, 21 °C. L'écart de températures entre le point critique et la température de sortie d'air est dû principalement aux deux résistances thermiques : celle du MCP qui augmente avec l'épaisseur de la couche du MCP solide et celle associée à la convection entre l'air et le tube externe.

IV.1.3 Sensibilité à l'état du fluide

Afin de vérifier l'effet de l'état du fluide sur le transfert thermique global, des simulations ont été effectuées sur la géométrie tube dans tube, en imposant une température de 36 °C sur la paroi du tube interne. L'air externe est toujours soufflé à 21 °C, le fluide est considéré en état gazeux (Figure III-14) puis en état liquide (Figure III-15). Ces figures montrent pour les deux cas, la puissance du flux thermique passant à travers la brasure par conduction (P_{bras}) et celle à travers le fluide frigorigène par convection ($P_{gaz/Pliq}$). La somme de ces deux puissances correspond bien à celle du flux global (P_{tot}) absorbé par l'air. Quand le régime permanent est atteint, le flux passant à travers le gaz est presque nul et celui passant à travers le liquide est de l'ordre de 2 W.m^{-1} . Dans les deux cas, la puissance globale est de 14 W.m^{-1} , ce qui valide le fait que le contact conductif de la brasure seule suffit à assurer le transfert thermique entre les deux tubes.

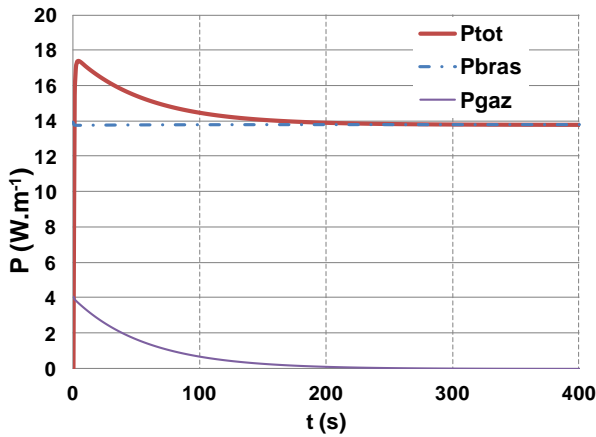


Figure III-14 – Flux thermiques passant à travers le métal et à travers le fluide en état gazeux

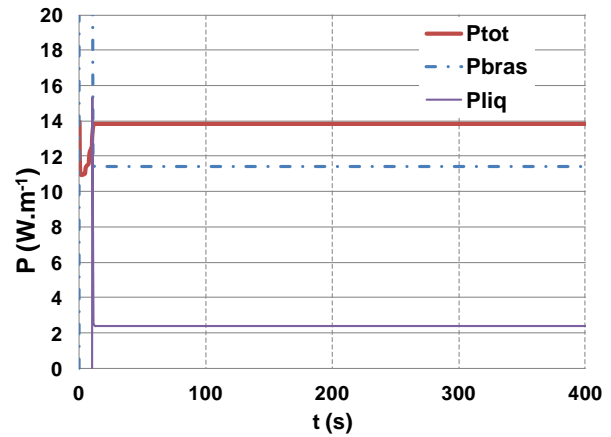


Figure III-15 – Flux thermiques passant à travers le métal et à travers le fluide en état liquide

Dans ces conditions d'absence de débit de frigorigène, le flux passant du fluide frigorigène directement vers le MCP est négligeable, ce qui est confirmé par les simulations sur le modèle de référence en supprimant le sous-modèle représentant le fluide. Les Figure III-16 et Figure III-17 représentant les mêmes courbes que celles des Figure III-11 et Figure III-12 du cas de référence, sont presque identiques. Dans les simulations ultérieures du mode déstockage, le sous-modèle du fluide frigorigène sera supprimé.

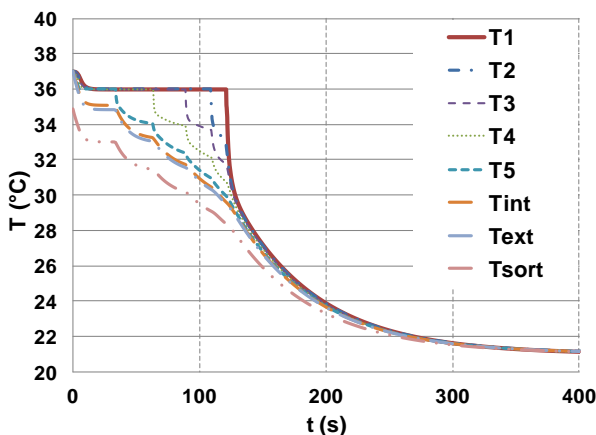


Figure III-16 – Températures du MCP, des tubes interne et externe et de sortie de l'air en supprimant le modèle du fluide frigorigène stagnant

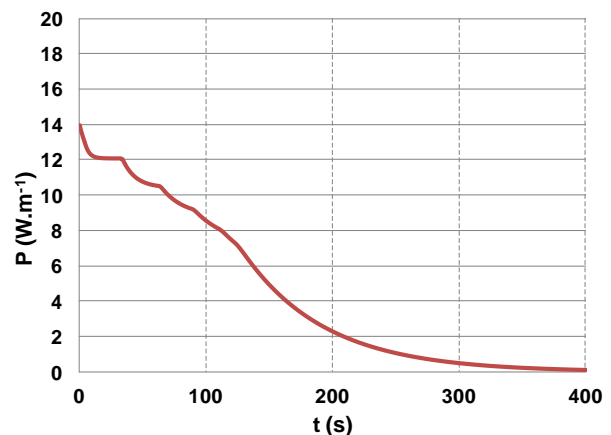


Figure III-17 – Flux thermique échangé avec l'air en supprimant le modèle du fluide frigorigène stagnant

IV.1.4 Sensibilité au maillage

Vu le gradient de température dans le MCP suivant la direction radiale, il est intéressant d'analyser l'effet du maillage sur les résultats. Pour cela le modèle du MCP a été raffiné suivant la direction radiale, à savoir 10 zones radiales au lieu de 5. Le temps de simulation du cas de référence est de 18 secondes contre 53 secondes dans le cas du maillage raffiné. La Figure III-18 montre les températures du MCP aux mêmes points géométriques (Figure III-13) présentées dans le cas de référence. Les courbes sont très proches de celles du cas de référence, mais elles sont plus aplaties. Les temps de solidification et du régime permanent sont toujours les mêmes. La Figure III-19 montre que les puissances échangées dans le cas du maillage raffiné et du maillage référence sont presque identiques. Le choix de 5 mailles par direction radiale est validé.

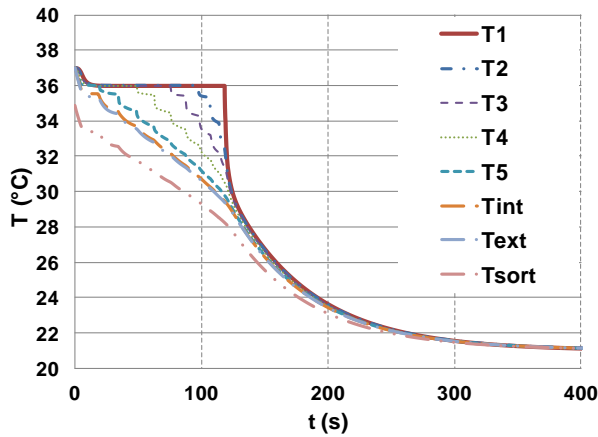


Figure III-18 – Températures du MCP, des tubes interne et externe et de sortie de l'air dans le cas du maillage raffiné

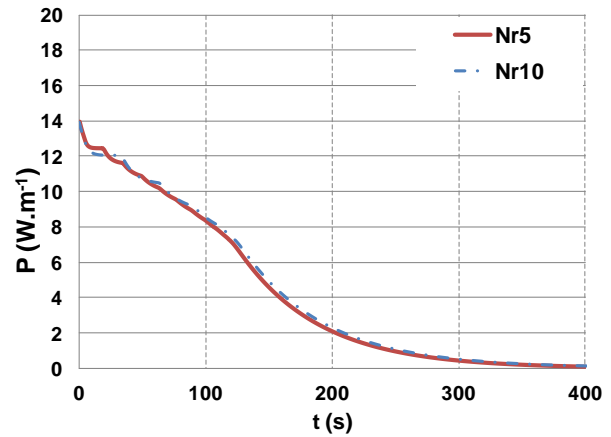


Figure III-19 – Flux thermique échangé avec l'air dans les cas de maillage de référence et du maillage raffiné

IV.1.5 Sensibilité à la conductivité du MCP

En revenant au cas de référence, la Figure III-11 montre un gradient de température assez important dans le MCP, spécialement à la fin de la phase de décharge. En effet, la faible conductivité du MCP solide constitue la plus grande résistance thermique s'opposant au passage du flux de chaleur du MCP vers l'air extérieur. Cette résistance est d'autant plus grande que le front solide est plus avancé. Pour cela, la conductivité du MCP est le facteur limitant de l'échange. Pour améliorer la performance de restitution thermique de l'échangeur, il faudra améliorer par « dopage » la conductance du MCP. Les Figure III-20 et Figure III-21 sont obtenues en faisant varier la conductivité thermique du MCP. Les courbes de la Figure III-20 représentent les températures du point critique et celle de sortie d'air dans les cas où la conductivité thermique du MCP est de $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $1,0 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $2,0 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. La Figure III-21 représente le flux de chaleur absorbé par l'air dans chaque cas. En augmentant la conductivité thermique, il est clair que la durée de solidification totale va diminuer (Figure III-20) ainsi que l'écart de températures maximal entre la température du MCP et celle de sortie de l'air externe. Ceci est traduit par la Figure III-21 ; plus le MCP est conducteur, moins l'intensité du flux est influencée par le front solide. Pour « doper » thermiquement le MCP, plusieurs solutions sont possibles :

- utiliser un MCP inorganique avec des agents de nucléation
- installer des ailettes métalliques fixes dans le MCP
- doper le MCP par des limailles ou de la laine métallique.

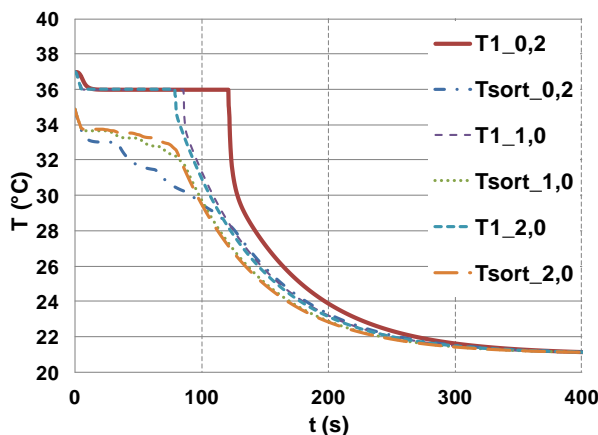


Figure III-20 – Températures du MCP au centre du tube, et celles de sorties de l'air pour différentes valeurs de conductivité thermique du MCP

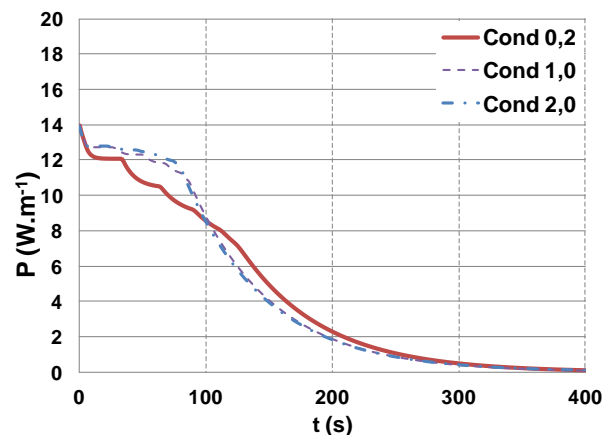


Figure III-21 – Flux thermiques échangés avec l'air pour différentes valeurs de conductivité thermique du MCP

IV.1.6 L'effet du coefficient d'échange externe

Le transfert convectif entre le tube externe et l'air est le deuxième facteur limitant du transfert thermique global. La sensibilité de cet effet est étudiée en faisant varier le coefficient d'échange équivalent entre le tube externe et l'air par rapport au cas de référence. La Figure III-22 montre l'écart de températures entre le tube externe et la sortie d'air lors de la phase de décharge des cas où le coefficient d'échange externe est de $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $30 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Cet écart devient acceptable (pour cette géométrie) au-delà de $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (moins de 2 K). L'échange global lors de la solidification est d'autant plus intense que le coefficient de convection entre le tube externe et l'air est élevé (Figure III-23).

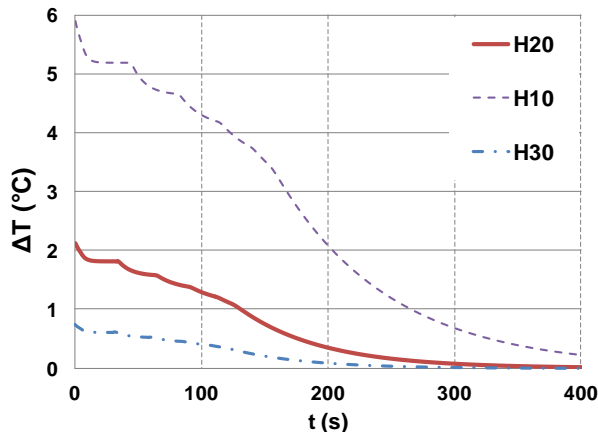


Figure III-22 – Ecarts de température entre le tube externe et la sortie de l'air pour différentes valeurs de coefficient d'échange externe

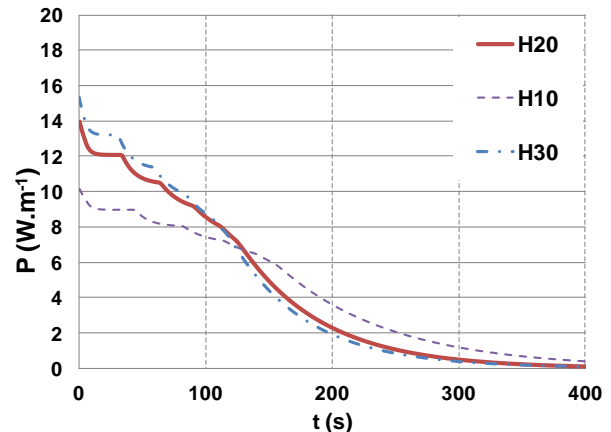


Figure III-23 – Flux thermique échangé avec l'air pour différentes valeurs de coefficient d'échange externe

IV.1.7 Sensibilité au diamètre du tube interne

Pour étudier la sensibilité de l'échangeur en variant le diamètre du tube interne D_{int} , des simulations ont été effectuées en variant ce dernier et en conservant le même diamètre du tube externe D_{ext} (8 mm). La Figure III-24 montre l'effet du D_{int} sur les écarts de températures et sur le temps de solidification. Elle présente les courbes des températures de sortie d'air pour un D_{int} respectivement de 4, 5 et 7 mm ainsi que celles du point critique du MCP pour les mêmes D_{int} . L'écart de températures à la fin de la solidification augmente avec l'augmentation du D_{int} . Le temps de solidification est de 120 secondes pour un D_{int} de 4 mm, 195 secondes pour D_{int} de 5 mm et 390 secondes pour D_{int} de 7 mm. Ces graphes montrent que l'augmentation du diamètre du tube interne (D_{int}) présente un effet négatif sur l'écart de températures entre le point critique et la sortie d'air particulièrement à la fin de la solidification. En effet un D_{int} plus grand veut dire des épaisseurs de MCP plus grandes et implique une conductance thermique plus faible, d'où un écart de températures plus grand. Pour améliorer la compacité de l'échangeur, il faut choisir le D_{int} le plus grand possible en respectant la contrainte de température de sortie d'air et la puissance de décharge désirée.

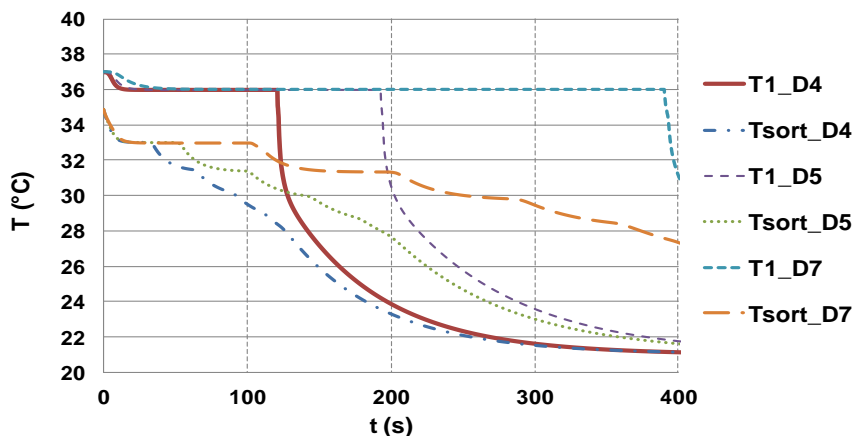


Figure III-24 – Températures du MCP au centre du tube et celles de sorties de l'air pour différentes valeurs de D_{int}

IV.1.8 Sensibilité au diamètre du tube externe

D'autre part, la sensibilité du système au diamètre du tube externe (D_{ext}) a été étudiée en réalisant des simulations en variant ce dernier pour un même D_{int} (4 mm). La Figure III-25 montre l'effet du D_{ext} sur les écarts de températures et sur le temps de solidification. Elle représente les courbes de la température de sortie d'air pour un D_{ext} de 8 mm et 10 mm et 12 mm et celles de la température du MCP au centre du tube pour les mêmes D_{ext} . L'écart de températures est presque le même dans les trois cas, ainsi que le temps de fusion. La petite différence entre ces cas provient de deux effets. Un tube plus grand admet une inertie thermique en chaleur sensible plus grande et une surface externe plus grande d'où un échange convectif plus important. Ces résultats montrent que l'augmentation du D_{ext} n'a pas de grands effets sur la puissance du transfert thermique. Pour améliorer la compacité de l'échangeur, il faut choisir le D_{ext} le plus petit possible en respectant toujours la contrainte du volume minimal requis entre les deux tubes.

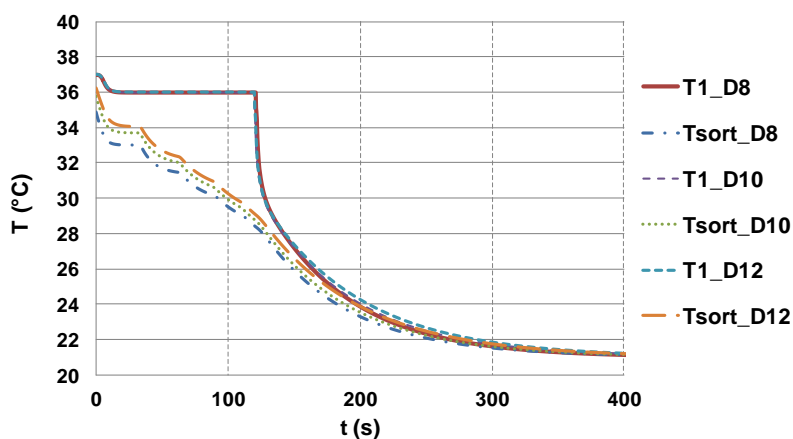


Figure III-25 – Températures du MCP au centre du tube, et celles de sorties de l'air pour différentes valeurs de D_{ext}

IV.1.9 L'échangeur avec MCP dans l'inter-tubes

Avec la disposition de MCP dans le tube interne et le fluide circulant entre les deux tubes, le volume occupé par le MCP est toujours limité. Ceci entraîne une très grande taille d'échangeur. En considérant par exemple un tube de D_{int} de 6 mm et de D_{ext} de 8 mm, toujours avec des épaisseurs de 0,35 mm, le volume de MCP que peut contenir un mètre d'un tel tube est de 28 ml. Si le MCP a une masse volumique de $1\ 000\ \text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ et une chaleur

latente de 200 kJ.kg^{-1} , l'énergie qui peut être stockée dans ce tube sera de 5,65 kJ. Pour stocker 800 Wh, l'échangeur doit être composé d'environ 512 m linéaires de tube, ce qui n'est pas réaliste. D'autre part, la section de passage du fluide frigorigène est assez grande pour les débits nécessaires. Ceci risque de dégrader le coefficient d'échange entre le fluide et les parois des tubes. Ces faits, mènent à aborder la deuxième option d'intégrer le MCP entre les deux tubes et faire circuler le fluide frigorigène dans le petit tube.

Le modèle a été refait en inversant les places du fluide frigorigène et du MCP. Le sous-modèle du fluide frigorigène sera toujours éliminé pour la phase de décharge. La phase de charge sera également simulée. Afin de rendre l'échangeur plus compact, une première configuration sera de prendre un diamètre de tube externe de 8 mm et celui du tube interne de 4 mm.

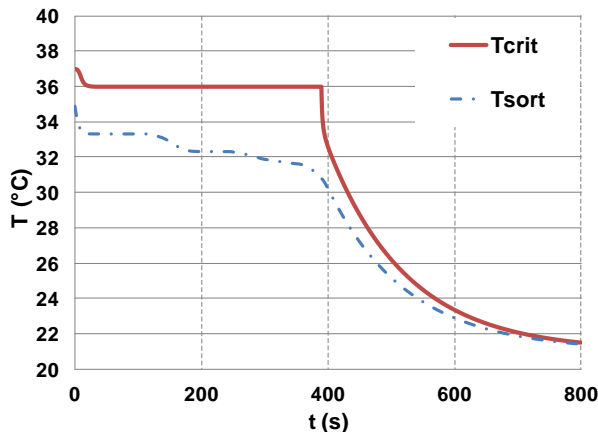


Figure III-26 – Température du point critique et celle de sortie d'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes

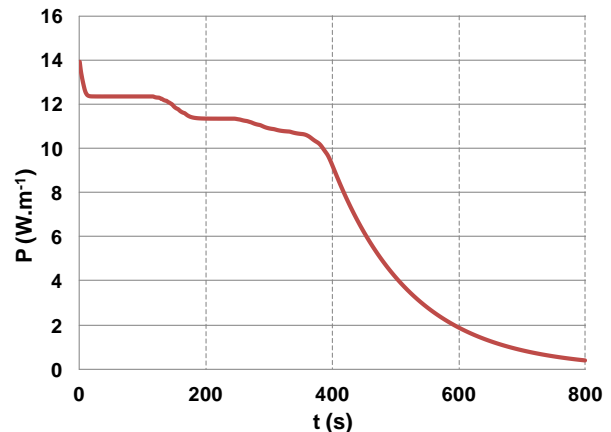


Figure III-27 – Flux thermique absorbé par l'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes

Les Figure III-26 et Figure III-27 montrent les résultats des simulations du mode décharge. La Figure III-26 montre la température du point critique du MCP, et celle de sortie d'air. Le temps de déstockage est de 390 s, et la température de sortie d'air est de 31 °C à la fin de la phase de décharge. La Figure III-27 montre la puissance absorbée par l'air, elle décroît de 14 à 9 W par mètre linéaire de tube durant la décharge. Ces valeurs sont proches de celles du cas de référence sauf que le volume de MCP dans cette disposition est trois fois plus grand que celui du cas de référence. En comparant un mètre linéaire d'un tube avec cette disposition avec trois mètres de tube de référence, l'énergie de stockage est identique. Les mêmes courbes sont représentées pour le cas d'un débit de soufflage trois fois plus grand et un coefficient d'échange 2,5 fois plus grand. La Figure III-28 montre un temps de décharge de 175 s et une température de sortie d'air de 28 °C à la fin de la décharge. La Figure III-29 montre une diminution de la puissance de 35 à 22 W durant la décharge. Cette puissance est à peu près 1,5 fois plus petite que celle de trois mètres de tubes de référence. Cette disposition permet de gagner en compacité avec une perte de puissance. Cette perte doit être récupérée en dopant le MCP, ce qui peut être modélisé en augmentant sa conductivité thermique.

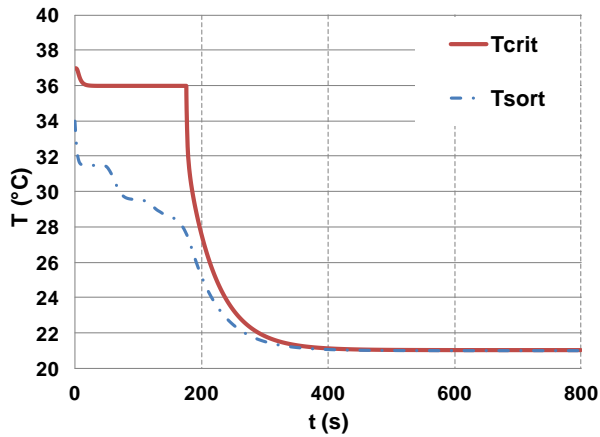


Figure III-28 – Température du point critique et celle de sortie d'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes à débit d'air trois fois plus grand

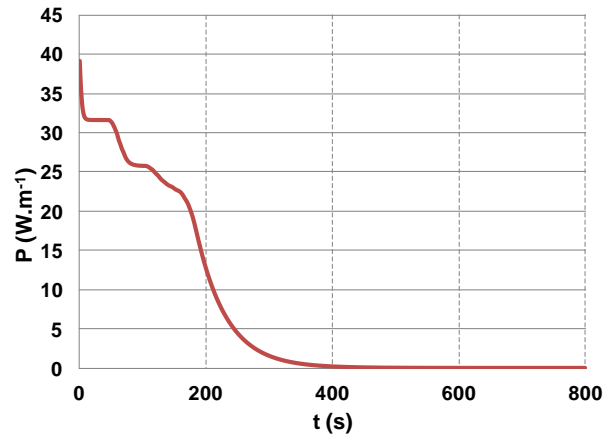


Figure III-29 – Flux thermique absorbé par l'air pour le cas où le MCP est dans l'inter-tubes à débit d'air trois fois plus grand

IV.1.10 La charge de l'échangeur tube dans tube

Le fluide frigorigène circule et condense pour faire fondre le MCP qui est en état solide initialement. Cette phase est considérée moins critique pour deux raisons : premièrement le coefficient d'échange entre un fluide en condensation et la paroi d'échange est beaucoup plus élevé que celui de convection de l'air et deuxièmement la durée de cette phase n'est pas une contrainte du système. Cette phase est simulée avec le fluide frigorigène circulant dans le petit tube interne. Le coefficient d'échange entre le fluide en condensation et le tube interne est considéré de $3\,000\text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$. La Figure III-30 montre la température du point critique et celle de condensation du fluide lors de la charge en imposant une puissance de charge constante de 24 W. La durée de la charge est de 195 s, à peu près égale à la moitié de celle de la décharge. La température de condensation du fluide monte de 37 °C à 44 °C durant la charge.

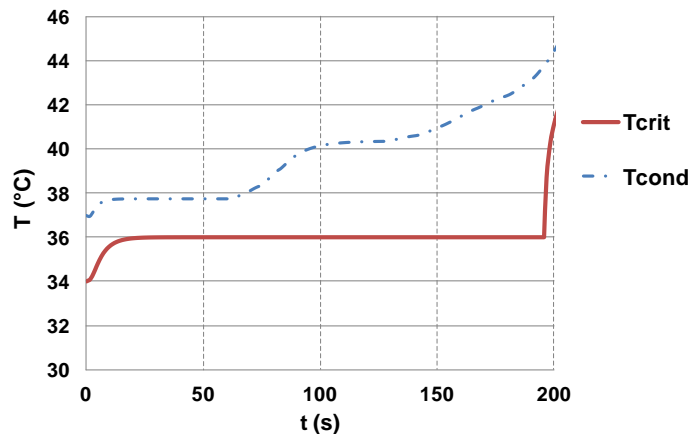


Figure III-30 – Température critique du MCP et celle de condensation du fluide frigorigène en mode de charge

Le fait marquant des simulations des deux phases est que le point critique est le même dans les deux cas. La température est donc homogène dans toute la structure métallique quelle que soit la direction du flux thermique global absorbé par l'air ou cédé par le fluide frigorigène. Ceci peut aussi valider le fait que l'effet dominant du transfert thermique global est celui de la conduction dans le MCP.

IV.1.1 Dimensionnement de l'échangeur tube dans tube

En considérant un tube de D_{int} de 4 mm et de D_{ext} de 8 mm, et le MCP inséré entre les deux tubes, le volume de MCP que peut contenir un mètre d'un tel tube est de 40 ml. Si le MCP a une masse volumique de $1\,000\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ et une chaleur latente de $200\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, l'énergie qui peut être stockée dans ce tube sera de 8 kJ. Pour stocker 800 Wh, l'échangeur doit être composé d'environ 360 m linéaires de tube. Afin d'obtenir une taille réaliste, il faut par exemple concevoir un tube externe de diamètre de 30 mm, où la longueur de tubes nécessaire pour stocker les 800 Wh sera d'environ 20 m linéaires. Cette conception a été réalisée sur une première maquette.

IV.2 Optimisation de la structure tube dans tube

En se basant sur les résultats précédents, il est clair que le facteur limitant le transfert d'énergie est celui de la conduction à l'intérieur du MCP. Pour remédier à ce problème, il est nécessaire de concevoir un échangeur dans lequel le MCP est distribué sur de faibles épaisseurs afin de générer la puissance thermique demandée. Par contre, une répartition en épaisseurs très faibles nécessite une structure volumineuse. Pour cela, il faut trouver un compromis et calculer l'épaisseur maximale de MCP qui pourra assurer les besoins thermiques lors de la décharge thermique. Dans le cas des structures cylindriques ou ailetées, le critère sera « l'épaisseur maximale équivalente ».

Un bon échangeur doit assurer un bon échange entre les trois composants : le fluide frigorigène, l'air et le MCP. Chacun de ces trois matériaux cède ou absorbe la chaleur avec une conductance différente. En effet, le coefficient d'échange convectif du côté air peut atteindre $40\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. Le coefficient d'échange d'un fluide frigorigène en condensation est supérieur à $1000\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. La conduction dans un MCP est de l'ordre de $0,2\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$, alors une épaisseur de 10 mm admet une conductance surfacique de $20\text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. D'où une bonne structure vise à ce que les produits des surfaces d'échange par les conductances surfaciques soient équilibrés.

IV.3 Echangeur de première génération

La géométrie tube dans tube peut être utilisée comme première option pour construire un échangeur compact qui répond aux exigences citées précédemment. La structure choisie consiste à introduire le MCP dans un tube enveloppe qui contient un tube de circulation du fluide frigorigène brasé sur la génératrice du tube enveloppe. L'air est soufflé sur la paroi externe (ailetée) du tube enveloppe. Dans l'approche « material by design », des ailettes internes en croix servent à augmenter la surface d'échange entre le tube et le MCP, et servent ainsi à réduire l'épaisseur équivalente du MCP, ce qui aboutit à un « dopage » du MCP. Un modèle dynamique de cet échangeur a été réalisé sous Dymola, qui a servi à trouver une configuration compacte et réalisable et assurant la puissance thermique (Figure III-31). Le tube enveloppe est un tube en cuivre de diamètre $32 \times 30\text{ mm}$ ($D_{ext} \times D_{int}$) à ailettes externes spiralées en aluminium de 60 mm de diamètre. Le tube interne est en cuivre de diamètres $5 \times 3\text{ mm}$ et les ailettes internes sont en laiton de 2 mm d'épaisseur. La longueur de chaque tube est de 600 mm et peut contenir environ 0,34 litres de paraffine.

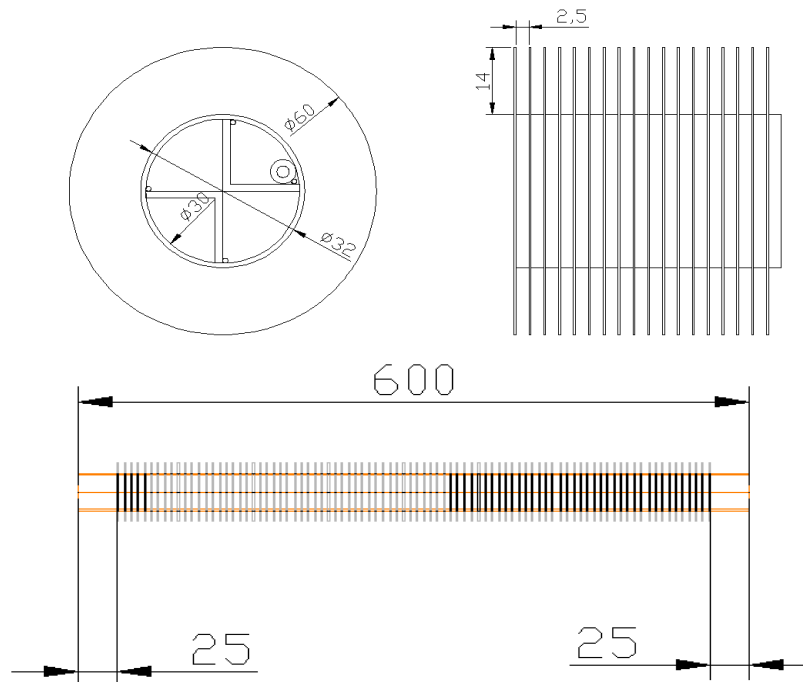


Figure III-31 – Dimensions en mm du tube dans tube avec des ailettes internes et externes

L'échangeur considéré comporte 36 tubes (répartis en trois rangs de 12 tubes). La surface d'échange entre l'air et les tubes est d'environ 30 m².

IV.3.1 Déstockage du condenseur de première génération

Le condenseur de « première génération » a été d'abord simulé avec deux paraffines commerciales, la RT31 et la RT36, et suivant plusieurs régimes de déstockage. Les paramètres géométriques et thermodynamiques considérés sont exacts, à l'exception de la masse volumique du MCP solide qui est considérée constante et égale à celle du MCP en état liquide, alors que le tube n'est plein qu'en état liquide (la masse volumique du MCP liquide étant 15 % inférieure à celle du MCP solide). Au temps initial, la température de tout l'échangeur est considérée égale à 45 °C et le MCP entièrement en phase liquide. L'air est considéré sec, il est soufflé à 21 °C sur l'échangeur. La solidification se déroule sans glissement de température. Le coefficient d'échange externe entre les tubes et l'air est calculé par la corrélation de [NANO4] :

$$j = 0,0208 \operatorname{Re}_{d_0}^m \left(\frac{d_0}{S_t}\right)^{-2.5950} \left(\frac{f_t}{f_s}\right)^{0.7905} \left(\frac{S_l}{S_t}\right)^{0.2391} \left(\frac{d_0}{d_f}\right)^{0.2761} \quad (\text{Eq. III-4})$$

$$m = -0,2871 + 0,5322 \left(\frac{d_0}{S_t}\right) - 1,2856 \left(\frac{f_t}{f_s}\right) + 0,1845 \left(\frac{S_l}{S_t}\right) \quad (\text{Eq. III-5})$$

$$h_{\text{ext}} = j \frac{G_{\text{max}} C_{p_a}}{\operatorname{Pr}^{2/3}} \quad (\text{Eq. III-6})$$

L'échangeur considéré est capable de stocker 0,85 kWh thermique entre 23 °C et 43 °C avec la paraffine RT31 et 1 kWh avec la paraffine RT36.

IV.3.1.1 Déstockage à débit constant

Le premier régime de déstockage considéré est le déstockage à débit de soufflage constant de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Les Figure III-32 et Figure III-34 montrent la température du point critique, du tube (troisième rang de l'échangeur) et de sortie d'air lors du déstockage respectivement pour la paraffine RT31 et la paraffine RT36. Le point critique est situé dans les tubes du troisième rang de l'échangeur. Les Figure III-33 et Figure III-35 montrent respectivement la puissance de déstockage (qui est la puissance absorbée par l'air) pour la paraffine RT31 et la paraffine RT36. Dans la première phase, où le MCP est en état liquide, le déstockage se fait en chaleur sensible d'où les températures et la puissance de déstockage chutent rapidement. Après cette phase, la pente de cette chute diminue, indiquant que le déstockage par solidification est en cours. L'écart de températures entre le point critique et le tube, augmente toujours avec l'augmentation de l'épaisseur du MCP solide. L'écart de températures entre le tube et l'air sortant est presque constant. Pour la paraffine RT31, le point critique se solidifie après 4 500 secondes, considéré comme état de la fin de la décharge. La puissance de décharge décroît d'environ 1200 W à 150 W. Pour la paraffine RT36, la décharge se termine en 3 700 secondes, avec une puissance minimale de 250 W. La puissance délivrée par la paraffine RT36 est supérieure à celle délivrée par la paraffine RT31.

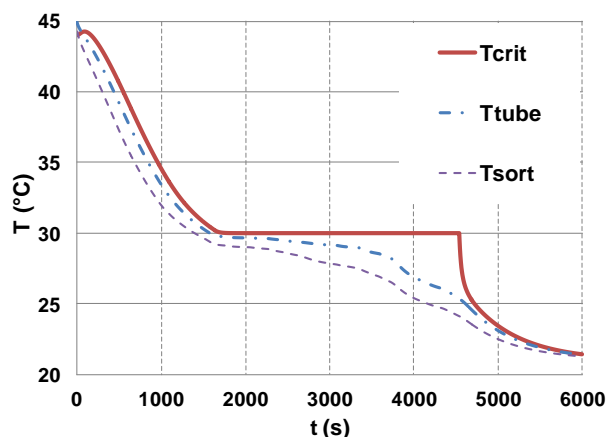


Figure III-32 – Température du MCP au point critique, celle des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT31

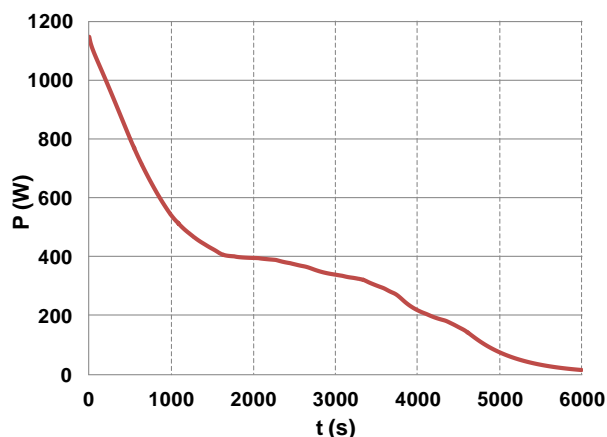


Figure III-33 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT31

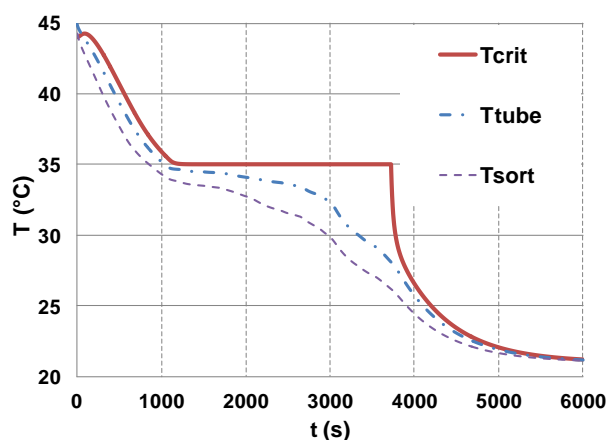


Figure III-34 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT36

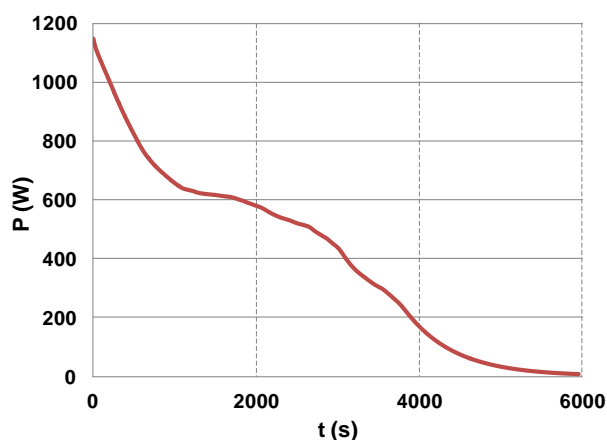


Figure III-35 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avec la RT36

La vitesse de l'air sur les ailettes est limitée à 1 m.s^{-1} , ce qui limite le débit de soufflage à $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. Le deuxième régime de déstockage est celui du déstockage à puissance maximale, où l'air est soufflé avec un débit de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. Les mêmes types de courbes sont représentés Figure III-36, Figure III-37, Figure III-38 et Figure III-39 pour les paraffines RT31 et RT36. Pour la paraffine RT31 le déstockage se déroule en 2 100 secondes. Les courbes ont les mêmes allures que celles du cas précédent. La puissance de déstockage chute de 3 000 W à 300 W. Pour la paraffine RT36, la puissance chute de 5 000 W à 500 W en 1 200 secondes.

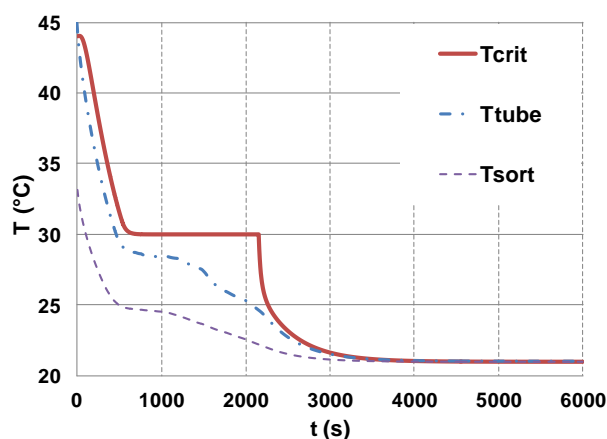


Figure III-36 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT31

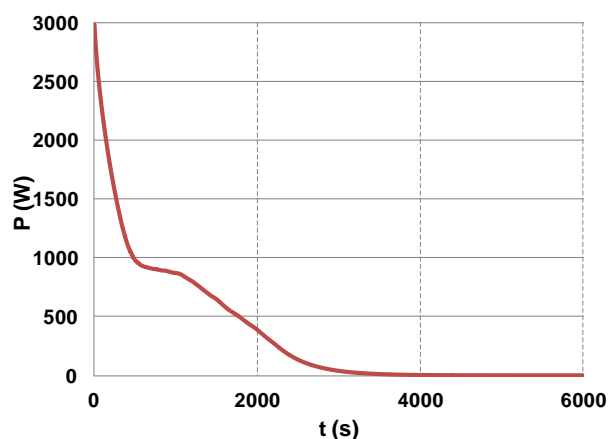


Figure III-37 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT31

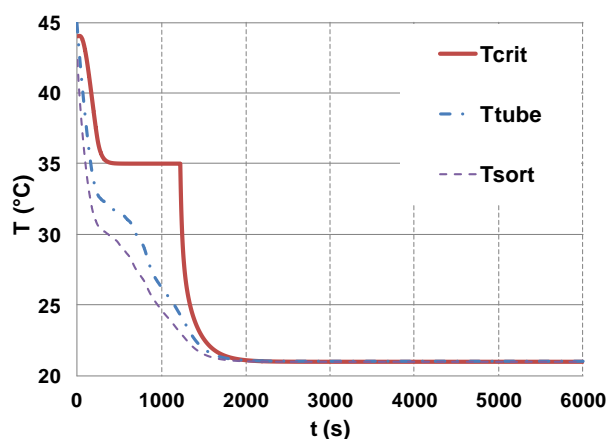


Figure III-38 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT36

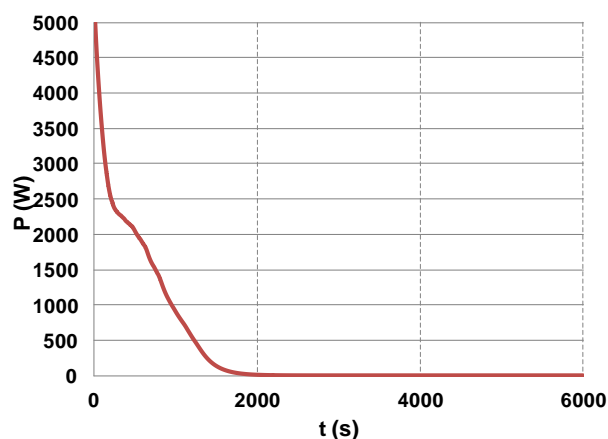


Figure III-39 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de $750 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec la RT36

Le choix de « dopage » est valorisé par des simulations sur l'échangeur sans les ailettes internes. La Figure III-40 montre la température du point critique qui est au centre du troisième tube, la température de ce même tube et la température de sortie d'air lors du déstockage pour un échangeur sans dopage interne et en utilisant la paraffine RT 36. Le temps de déstockage est d'environ 4 000 s, contre 1 200 s pour le cas avec dopage. L'air sort de l'échangeur entre 33 °C et $21,7 \text{ °C}$. La Figure III-41 montre la puissance de déstockage pour ce cas. La puissance de déstockage chute de 3 000 W à 180 W. Cette simulation montre la nécessité du dopage pour assurer le besoin lors du déstockage avec une compacité acceptable.

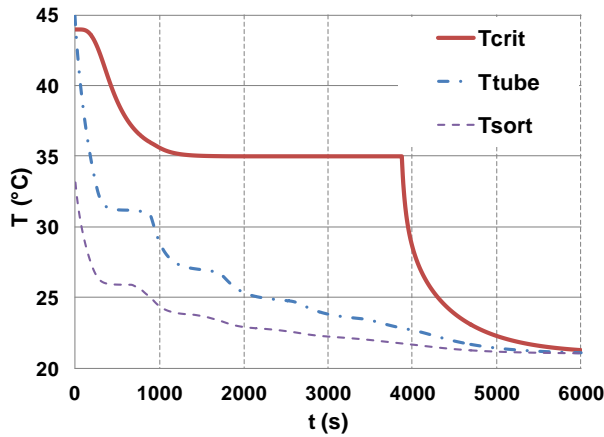


Figure III-40 – Température du MCP au point critique, celles des tubes du 3^{ème} rang et celle de sortie d'air pour un débit de soufflage de 750 m³.h⁻¹ avec la RT36 sans les ailettes internes

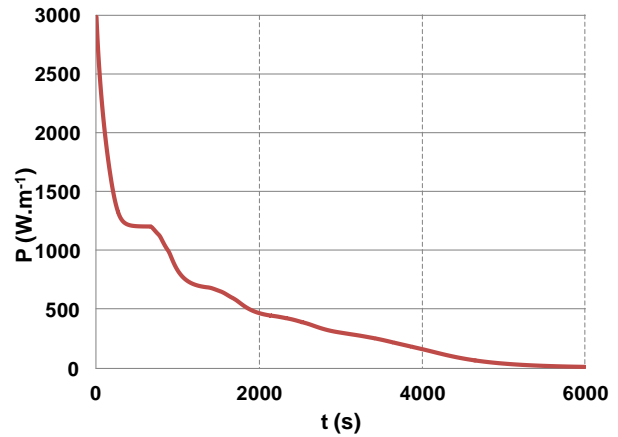


Figure III-41 – Puissance de déstockage pour un débit de soufflage de 750 m³.h⁻¹ avec la RT36 sans les ailettes internes

IV.3.1.2 Déstockage à puissance constante

La puissance de décharge pour un débit de soufflage constant décroît en fonction du temps, alors que le besoin est quasi constant durant les deux heures d'effacement. Il faut donc ajuster le débit de soufflage pour maintenir une puissance de décharge fixe. Le dernier régime de déstockage est à puissance constante et égale à 500 W, en utilisant la paraffine RT36, pour effectuer le déstockage en deux heures. La Figure III-42 montre le débit d'air nécessaire pour un déstockage régulé pour assurer une puissance constante de 500 W. Pour les premières 6 000 secondes, le débit de soufflage nécessaire est inférieure à 150 m³.h⁻¹, puis augmente rapidement pour atteindre 750 m³.h⁻¹ vers la fin des deux heures de déstockage.

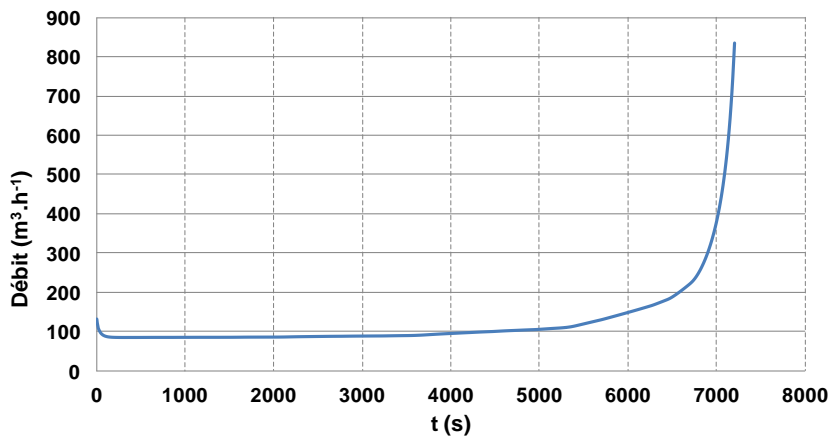


Figure III-42 – Débit d'air nécessaire pour un déstockage régulé pour assurer un besoin de 500 W

Il est donc essentiel de disposer d'un débit d'air variable pour adapter la puissance thermique en fonction des besoins cibles.

IV.4 Tubes entre plaques

Une nouvelle conception a été développée visant à accroître la compacité de l'échangeur. L'échangeur contenant la masse d'un MCP comporte deux plaques métalliques ailetées en aluminium sur lesquelles les tubes cylindriques sont brasés et dans lesquels circule le fluide frigorigène (Figure III-43). La surface avec laquelle l'air échange la chaleur est celle des

plaques ailetées (Figure III-44). Le MCP est intégré dans l'inter-volume entre les tubes et les plaques. Un modèle dynamique de cet échangeur a été réalisé également sous Dymola.

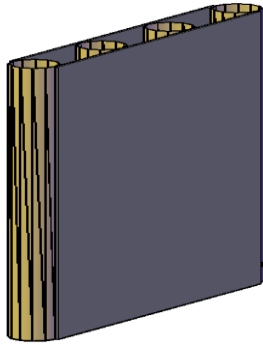


Figure III-43 – Schéma représentant une partie d'un échangeur tubes entre plaques (sans ailettes)

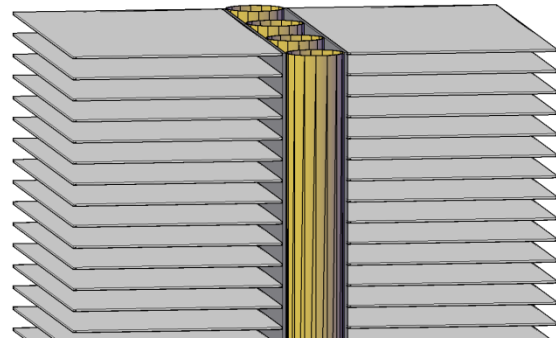


Figure III-44 – Schéma représentant une partie d'un échangeur tubes entre plaques (avec ailettes)

IV.4.1 Modèle tubes entre plaques

Une coupe horizontale des tubes avec les plaques est représentée Figure III-45. Pour simplifier la modélisation de cette coupe en volumes finis, le disque peut être considéré comme un polygone (Figure III-46). Le rectangle en rouge représente le plus petit motif élémentaire répétable par symétrie.

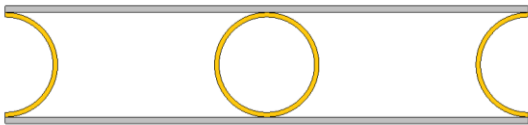


Figure III-45 – Coupe horizontale des tubes avec les plaques

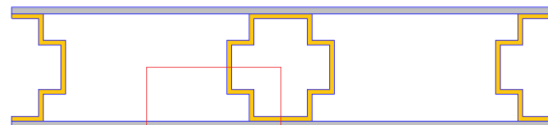


Figure III-46 – Modèle simplifié de la coupe horizontale des tubes avec les plaques

Le modèle complet est l'agrégation des motifs élémentaires. La Figure III-47 montre l'assemblage des motifs élémentaires en attribuant une couleur à chaque matière : bleu pour le MCP, vert pour le fluide frigorigène en état gazeux, bronze pour le cuivre et grise pour l'aluminium. La Figure III-48 montre la section élémentaire de l'échangeur pour les simulations, limitée par deux tubes et deux plaques. Cette section élémentaire est elle aussi un motif reproductible par symétrie permettant de représenter des échangeurs de cette structure et de taille variable.

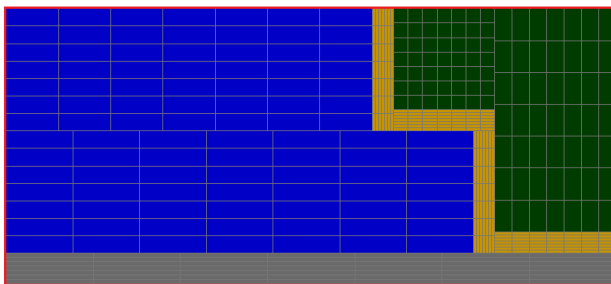


Figure III-47 – Maillage du motif élémentaire de l'échangeur tubes entre plaques

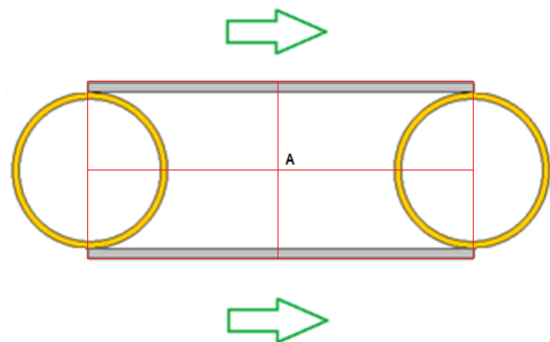


Figure III-48 – Partie de l'échangeur considérée pour les simulations

IV.4.2 Déstockage tubes entre plaques

Il est clair que le point critique du MCP (celui qui se solidifie le dernier) est dans la zone du point A (Figure III-48). L'écart de températures entre la température de solidification (ou solidification) et celle de sortie de l'air est notée ΔT_{fa} .

Une étude de sensibilité sera faite sur les paramètres suivants :

- a) l'espacement entre deux tubes
- b) la conductivité thermique du MCP
- c) le coefficient d'échange entre les plaques et l'air
- d) le débit de soufflage d'air

Les hypothèses considérées sont :

- l'effet de dilatation du MCP est très faible
- l'effet de la convection dans le MCP est négligé
- le fluide frigorigène est considéré en état gazeux et stagnant
- la masse volumique du fluide frigorigène est de 6 kg.m^{-3} en vapeur, celle du MCP est de 760 kg.m^{-3}
- la conductivité thermique du fluide frigorigène est de $10 \text{ mW.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en vapeur, celles du MCP sont égales à $0,2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ en liquide et en solide, sauf indication contraire
- les capacités calorifiques du fluide frigorigène, de l'air sont égales à 1 kJ.kg^{-1} , celle du MCP est considérée égale à 2 kJ.kg^{-1}
- la chaleur latente du MCP est égale à 130 kJ.kg^{-1}
- la température de solidification du MCP est de $36 \text{ }^\circ\text{C}$
- le coefficient d'échange de convection entre le fluide frigorigène et les tubes est considéré par défaut égal $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
- le coefficient d'échange équivalent entre l'air et les plaques externes, rapporté à la surface de la paroi, est considéré par défaut égal à $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et la surface ailetée est 10 fois plus grande que celle de la plaque nue
- l'épaisseur des tubes est toujours considérée égale à $0,35 \text{ mm}$
- l'épaisseur des plaques est considérée égale à $0,5 \text{ mm}$
- la résistance de contact au brasage est négligeable
- l'angle que forme la surface de brasage est de 75°
- la température d'entrée d'air ambiant est de $21 \text{ }^\circ\text{C}$
- le débit d'air soufflé par unité de longueur est considéré par défaut de $1 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$
- le MCP est initialement à une température uniforme de $(T_f + 1)$

Dans un premier cas, considéré comme la référence, le diamètre interne du tube est égal à 8 mm et l'espacement entre les centres des tubes est de 20 mm . La Figure III-49 montre la température du MCP au point critique, celle d'entrée et de sortie d'air et celle des plaques. Le MCP étant initialement en état liquide, se refroidit et entre rapidement en état diphasique pour céder la chaleur latente stockée. Au fur et à mesure que la partie solide se développe, la résistance thermique entre l'air et le MCP diphasique augmente. Ceci se traduit par l'augmentation du ΔT_{fa} , ainsi que par la baisse du flux thermique absorbé par l'air (Figure III-50). L'écart de températures entre les plaques et l'air en sortie de l'échangeur est négligeable. Le MCP est totalement solidifié après environ $1 \text{ } 100$ secondes. Après $2 \text{ } 500$ secondes, l'échangeur entier atteint la température d'entrée de l'air, $21 \text{ }^\circ\text{C}$.

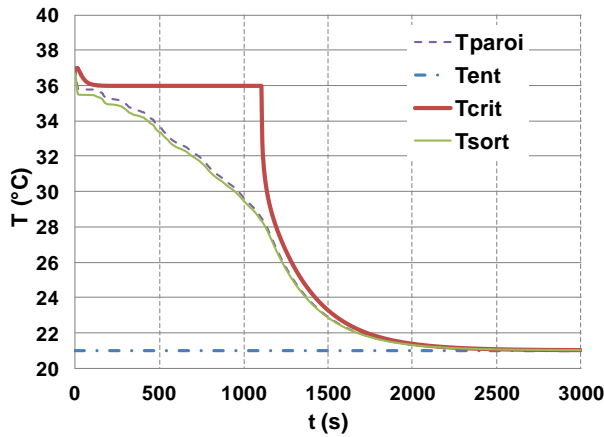


Figure III-49 – Température du MCP au point critique, celle des plaques et celles d’entrée et de sortie d’air dans le cas de référence

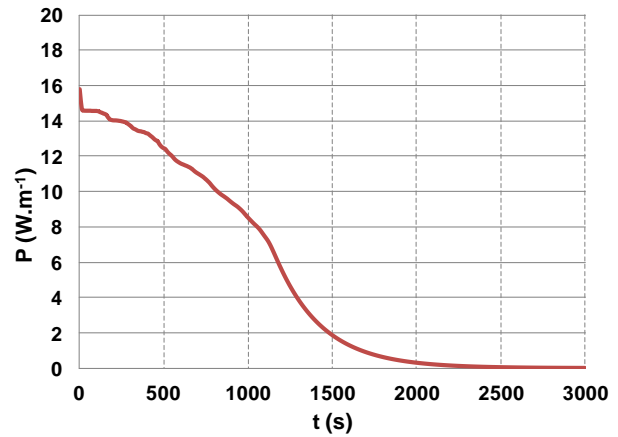


Figure III-50 – Flux thermique absorbé par l’air dans le cas de référence

IV.4.3 Sensibilité sur la distance entre les centres

En rapprochant les tubes les uns des autres (15 mm entre les centres), la quantité du MCP entre deux tubes va diminuer, ainsi que la durée de déstockage. En comparant avec le cas de référence, le ΔT_{fa} de ce cas est légèrement plus grand (Figure III-51) au début et à la fin de la décharge, ce qui est visible aussi au niveau du flux échangé (Figure III-52). Ceci est dû à la réduction de la surface d’échange externe. Une autre différence entre les deux cas est celle de la quantité d’énergie déstockée, qui est traduite par le temps de déstockage.

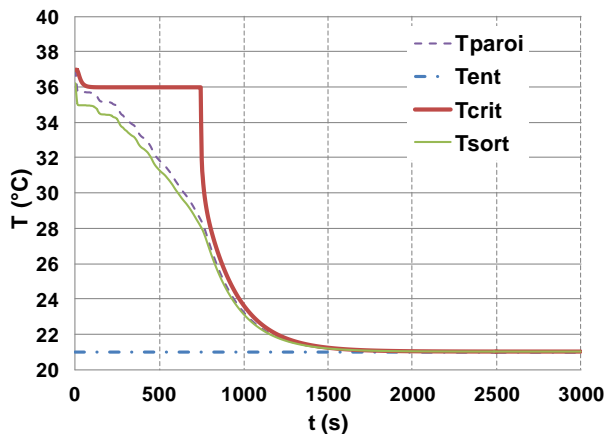


Figure III-51 – Température du MCP au point critique, celles des plaques et celles d’entrée et de sortie d’air où la distance inter-centres est de 15 mm

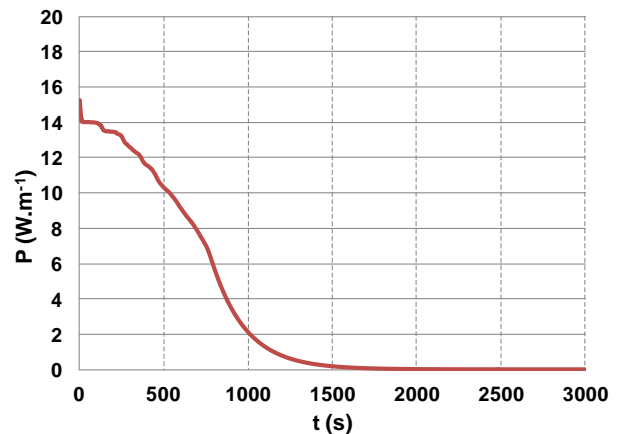


Figure III-52 – Flux thermique absorbé par l’air où la distance inter-centres est de 15 mm

Pour une distance de 35 mm entre les centres des tubes, la quantité d’énergie déstockée est encore plus grande donc la durée de déstockage est plus longue (Figure III-53). La puissance de décharge pour ce cas est supérieure à celles des deux autres cas (Figure III-54), toujours pour la raison des surfaces d’échange entre le point critique et l’air.

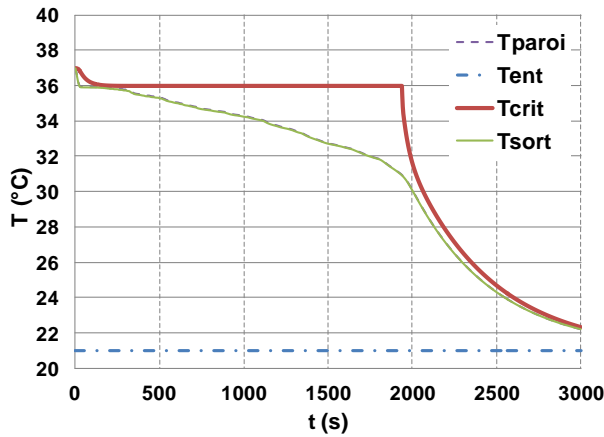


Figure III-53 – Température du MCP au point critique, celles des plaques et celles d’entrée et de sortie d’air où la distance inter-centres est de 35 mm

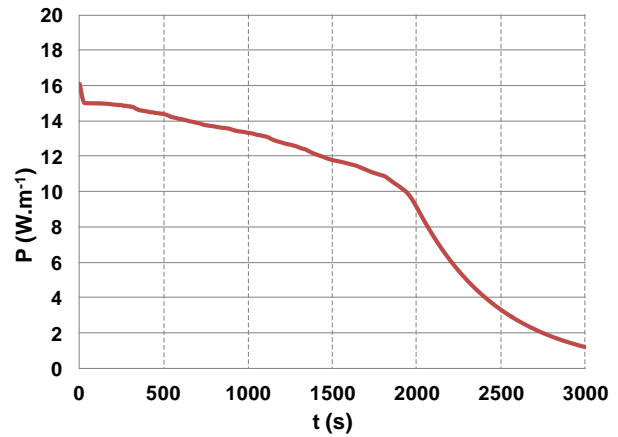


Figure III-54 – Flux thermique absorbé par l’air où la distance inter-centres est de 35 mm

La conclusion tirée de ces résultats est que l’agrandissement de la dimension perpendiculaire à celle du gradient de température dans l’échangeur (Figure III-55) a un effet positif au niveau de la puissance d’échange et de la compacité de l’échangeur. Dans cette structure, cette dimension est la distance inter-centres.

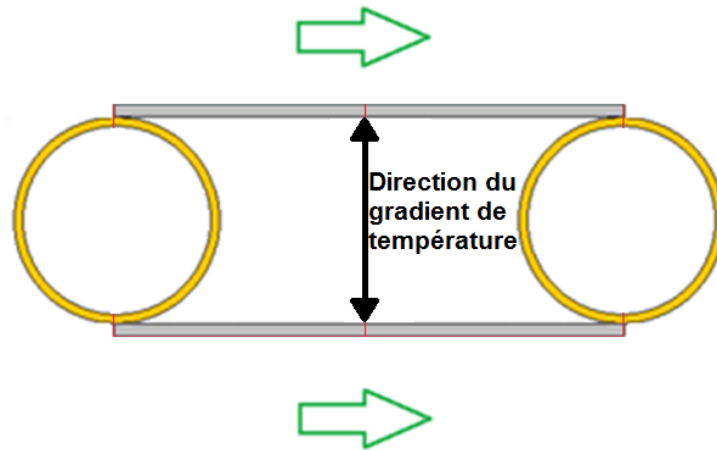


Figure III-55 – Direction du gradient de température dans l’échangeur

IV.4.4 Sensibilité à la conductivité du MCP

La Figure III-56 montre l’effet de la conductivité du MCP sur la puissance de déstockage. Les courbes de cette figure représentent la température de sortie d’air dans les cas où la conductivité du MCP est de 0,2, 0,5, 1,5 et 2 $W.m^{-1}.K^{-1}$. Plus le MCP est conducteur de la chaleur, plus le flux thermique va se transférer facilement, plus le ΔT_{fa} est petit et plus la durée de déstockage est courte, ce qui mène à une puissance de déstockage plus grande.

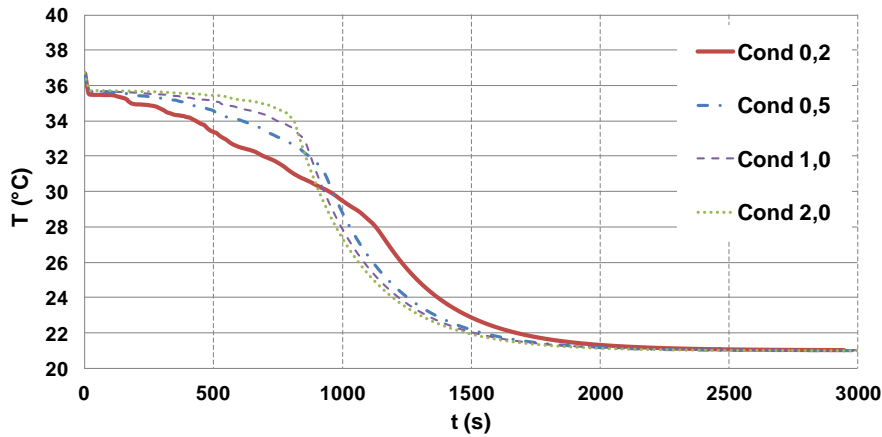


Figure III-56 – Température de sortie de l'air pour des différentes valeurs de conductivité thermique du MCP

IV.4.5 Sensibilité au coefficient d'échange externe

En diminuant le coefficient d'échange équivalent entre les plaques et l'air à $5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, l'écart de températures entre la plaque et la sortie d'air augmente (Figure III-57), et la puissance d'échange baisse lors de la solidification (Figure III-58).

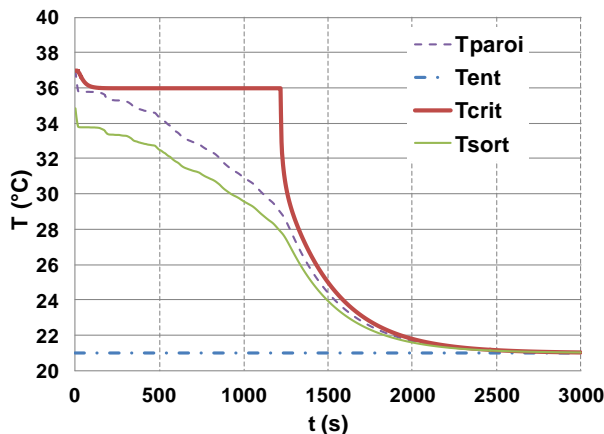


Figure III-57 – Température du MCP au point critique, celles des plaques et celles d'entrée et de sortie d'air avec un coefficient d'échange externe de $50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

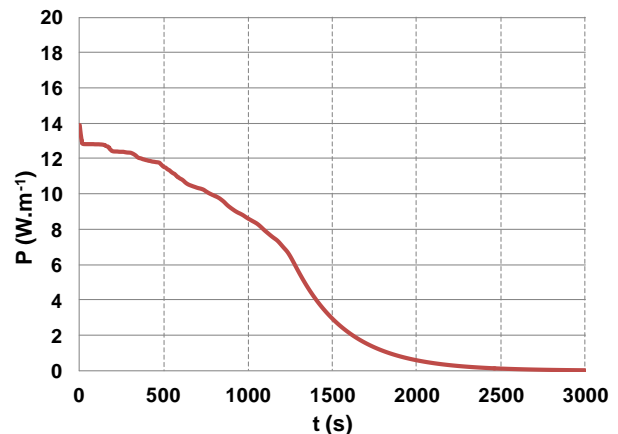


Figure III-58 – Flux thermique absorbé par l'air avec un coefficient d'échange externe de $50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

IV.4.6 Sensibilité au débit de soufflage

Les simulations suivantes montrent l'effet de l'augmentation du débit de soufflage sur le comportement de l'échangeur. Les graphes des Figure III-59 et Figure III-60 montrent les résultats des simulations avec des débits de soufflage par mètre linéaire de $1,0 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$ (cas de référence), $1,5 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$, et $3,0 \text{ g.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$. En considérant une loi de coefficient d'échange linéaire en fonction de la vitesse d'air sur la surface d'échange, un débit de soufflage plus élevé donne une puissance de décharge plus grande (Figure III-59) avec un temps de décharge plus court ; par contre, la température de sortie d'air est moins élevée (Figure III-60).

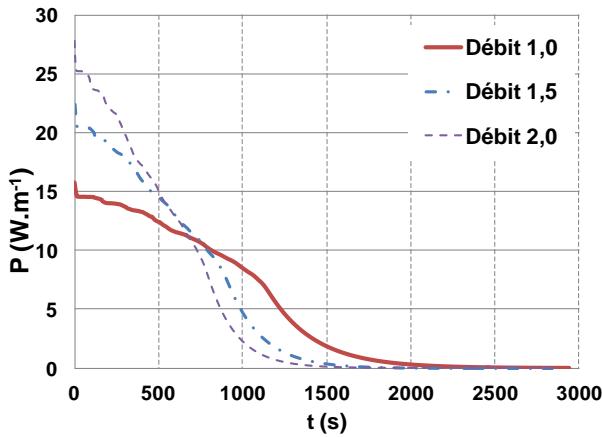


Figure III-59 – Flux thermique absorbé par l'air pour différentes valeurs de débit d'air soufflé

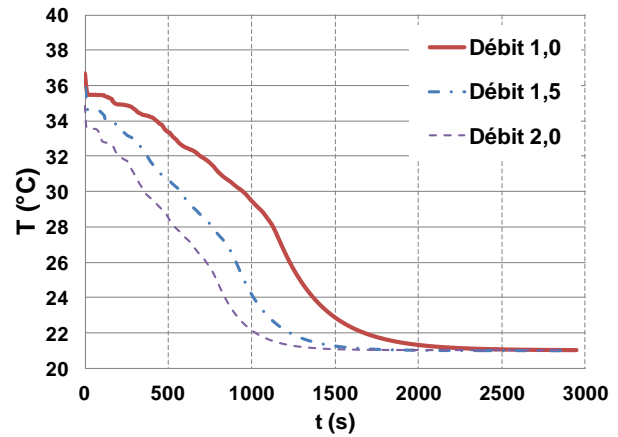


Figure III-60 – Température de sortie d'air pour différentes valeurs de débit d'air soufflé

IV.4.7 La charge de l'échangeur tubes entre plaques

La charge d'une partie élémentaire d'un échangeur tube entre plaques (cas de référence) est simulée en imposant une puissance de charge de 30 W. Le coefficient d'échange entre le fluide en condensation et le tube interne est considéré de $3\,000\text{ W.K}^{-1}.\text{m}^2$. La Figure III-61 montre la température du point critique du MCP ainsi que celle de condensation du fluide. La charge dure 550 s et la température de condensation monte de 37 à 55 °C.

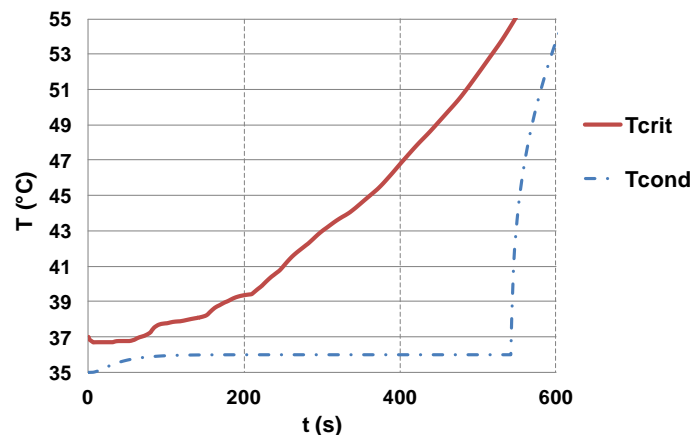


Figure III-61 – Température critique du MCP et celle de condensation du fluide frigorigène en mode de charge du cas de référence de tubes entre plaques

IV.4.8 Dimensionnement tubes entre plaques

Pour un espacement entre les tubes de 35 mm, toujours avec des tubes de 8 mm de diamètre interne, le volume de MCP entre deux plaques de 3,5 cm de largeur et de 1 m de longueur est de 220 ml. Si le MCP a une masse volumique de $1\,000\text{ kg.m}^{-3}$ et une chaleur latente de 200 kJ.kg^{-1} , l'énergie qui peut être stockée dans ce volume sera de 44 kJ. Pour stocker 800 Wh, l'échangeur doit être composé d'environ 64 éléments.

IV.5 Structure d'un prototype optimisé

Le prototype optimisé doit être le plus compact possible, tout en validant les équilibres des conductances des trois compartiments et assurer la puissance de déstockage désirée. Plusieurs critères de dimensionnement vont mener à optimiser la compacité de ce prototype.

Le premier critère est celui de la quantité de MCP : pour qu'un échangeur soit capable de stocker 0,8 kWh il doit comporter environ 12 kg de paraffine Microteck MPCM 37D, ce qui revient à un volume total de conteneurs de 15 litres.

Le deuxième critère est celui du niveau de bruit : la vitesse de l'air dans l'échangeur ne doit pas dépasser 1 m.s^{-1} pour limiter le niveau de bruit. Pour minimiser le volume du passage libre de l'air dans l'échangeur, il faut conserver une vitesse d'air constante sur tout l'échangeur. Ceci amène à choisir des passages à section constante, en considérant que la variation de la masse volumique de l'air est négligeable entre l'entrée et la sortie.

Le troisième critère est celui de la température de sortie d'air : l'air doit sortir de l'échangeur avec une température minimale de $26 \text{ }^\circ\text{C}$, ce qui amène à un débit de soufflage maximal de $250 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$. En mettant ce débit en rapport avec la vitesse de 1 m.s^{-1} , la section de passage d'air sera de $0,07 \text{ m}^2$. En considérant une longueur de passage d'air égale à L_{pair} , le volume associé de ce compartiment sera de $(70 \times L_{\text{pair}})$ litres.

Le quatrième critère est celui des tubes du fluide frigorigène. Ces tubes seront en contact avec la paroi des conteneurs qui échange avec l'air.

Le cinquième critère est celui de la disponibilité des conteneurs et des ailettes métalliques.

IV.5.1 Dopage du MCP

En revenant à l'équilibre des conductivités, le MCP, ayant toujours une basse conductivité, doit être dopé afin de minimiser l'épaisseur équivalente nécessaire assurant le besoin. Plus cette épaisseur est grande, plus les conteneurs sont compacts. Plusieurs méthodes de dopage existent qui peuvent être classées comme dopage structuré et dopage non structuré. Le dopage non structuré revient à rajouter les limailles ou de la laine de métal qui va faciliter le transfert thermique dans le matériau [MET07]. Le dopage structuré consiste à augmenter la surface d'échange entre le conteneur et le MCP, par l'intermédiaire des ailettes structurées [MED09] [LOH11] qui peuvent avoir des formes adaptées selon la structure et l'application. Une méthode combinant les deux, consiste à intégrer des mousses métalliques dans le conteneur [MES05] [DUK12]. Ce dopage peut être d'un type hybride, puisque la mousse présente une géométrie généralement non structurée, et elle reste fixe dans le conteneur. Le métal le plus utilisé pour ces mousses est l'aluminium.

Les mousses métalliques peuvent exister sous plusieurs formes et présenter différents taux de vide (Figure III-62). Les structures sont aussi différentes : mousses à cellules ouvertes, à cellules fermées, à structure répétitive, à structure stochastique, porosités et tailles de cellules plus ou moins grandes...

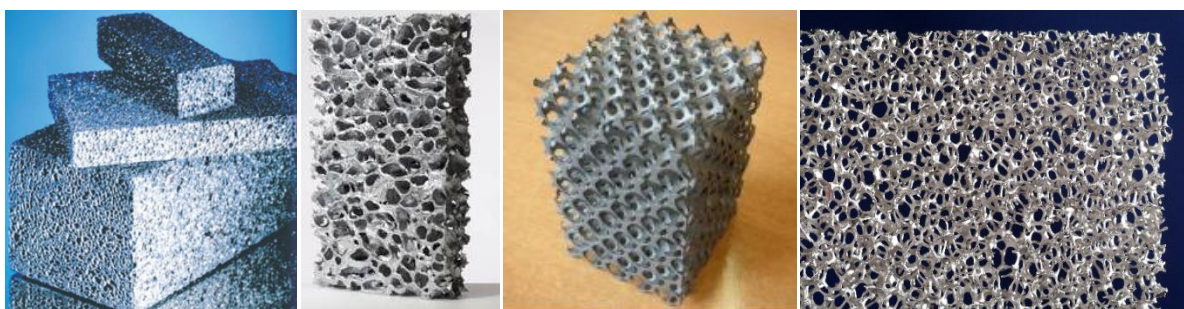


Figure III-62 – Mousse d'aluminium avec différentes formes, de gauche à droite : cellules fermées peu poreuses [MBG], semi fermées grandes pores [ALU], ouvertes structurées [CTIF], ouvertes non structurées [FRA]

Dans le domaine de la mécanique, la mousse d'aluminium à cellules fermées est utilisée pour amortir les chocs mécaniques. Elle est également utilisée pour amortir les vibrations mécaniques.

Dans le domaine du bâtiment, la mousse d'aluminium densifiée permet une isolation hygrométrique et sonore tout en ayant un aspect esthétique. Elle peut également servir à

l'isolation des ondes électromagnétiques spécialement dans les zones urbaines ou pour les salles informatiques.

Dans le domaine de l'architecture, la structure poreuse et les nombreux grains donnent un effet esthétique. La faible masse permet également un maniement facile des meubles et autres objets de décoration similaires, même s'ils sont de grande taille.

Dans le domaine thermique, cette mousse est utilisée comme isolant thermique à haute température et comme conducteur thermique dans un milieu peu conducteur. En effet, la mousse d'aluminium admet une conductivité thermique qui peut varier, selon ses propriétés, entre 3 et 15 $W.K^{-1}.m^{-1}$ pour une porosité entre 90 et 95 % [MES05] [MEI09]. Cette valeur est considérée basse comparativement à celles des métaux, pourtant cette mousse admet une haute température de fusion (~ 750 °C), pour cela elle peut servir à l'isolation thermique à haute température. Ces valeurs de conductivité sont considérées élevées par rapport à celles des MCP (de l'ordre de 0,2 $W.K^{-1}.m^{-1}$ pour les paraffines), et la mousse peut servir à favoriser les échanges thermiques dans ces matériaux.

IV.5.2 Surface d'échange externe

L'échange convectif entre le conteneur et l'air constitue la deuxième résistance thermique après le MCP brut. Pour cela, le « dopage » de la surface d'échange convectif est constitué par des ailettes. La forme et la matière des ailettes seront fonction de la structure. La densité d'ailettes sera fonction de la puissance d'échange désirée, le coefficient d'échange pour les conditions de fonctionnement et les températures de la paroi et de l'air.

IV.5.3 Circuit frigorifique

Le fluide frigorigène circulant doit être bien réparti dans tout l'échangeur. Normalement, le coefficient d'échange d'un fluide en condensation est élevé (de l'ordre de 3 000 $W.K^{-1}.m^{-2}$). De ce fait, il est considéré qu'il peut imposer sa température de condensation au tube dans lequel il circule. Les tubes de circulation seront répartis afin d'homogénéiser la température du conteneur de MCP à la température de condensation du fluide frigorigène. En outre, le circuit doit être conçu de façon à ne pas créer des pertes de charge trop élevées pénalisant le COP de la PAC.

IV.6 Structure du prototype

Une nouvelle structure d'échangeur stockeur est conçue en prenant en compte les contraintes à respecter, les optimisations et partant de composants facilement disponibles. La conception est obtenue après un nombre d'itérations entre les composants disponibles, et les résultats de simulations. L'échangeur résultant est conçu pour stocker 0,8 kWh et déstocker à 400 W. La Figure III-63 présente une vue de l'échangeur complet.

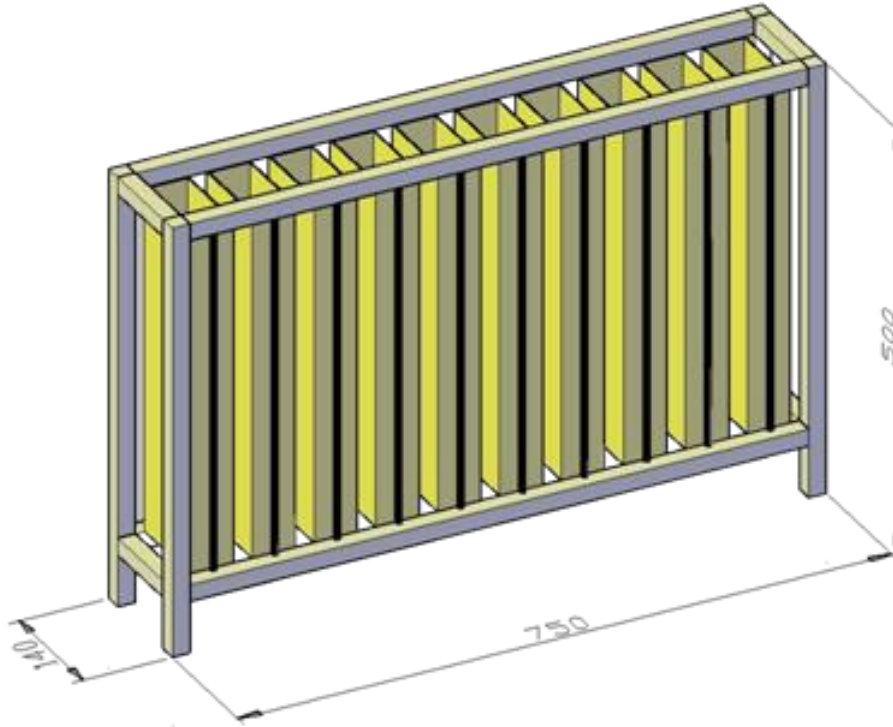


Figure III-63 – Vue en perspective de l'échangeur (dimensions en mm)

La Figure III-64 montre une vue de dessus et en perspective d'un conteneur. Les ailettes internes (côté MCP) sont de la mousse d'aluminium insérée dans les conteneurs. Les conteneurs de MCP sont des tubes rectangulaires en laiton de section 50 x 100 mm² de 400 mm de longueur et 2 mm d'épaisseur de parois. L'échangeur est composé de 10 conteneurs. La mousse est fabriquée par la société canadienne **Alusion [ALU]**. Les mousses fabriquées pour les utilisations mécaniques et thermiques sont de 10 à 100 fois plus coûteuses. La mousse choisie présente une porosité d'environ 90 % avec une taille moyenne de cellule de l'ordre de 10 mm. La paraffine utilisée comme indiqué ci-dessus, est la Microtek MPCM 37 qui dispose des propriétés les plus adaptées pour cette application (niveau de température et chaleur latente). L'échangeur contient 12 kg de cette paraffine. Le circuit frigorifique est composé de tubes en cuivre standard de section ¼ pouce. Deux tubes sont brasés sur toute la longueur des conteneurs. L'air circule parallèlement aux côtés de 100 mm des conteneurs. Sur ces côtés sont collées des ailettes en aluminium. La surface d'échange externe totale est de l'ordre de 13 m². Le circuit frigorifique de l'échangeur est composé de 20 tubes verticaux (deux par conteneur), connectés en 5 circuits parallèles avec quatre tubes par circuit. Le choix du nombre de circuits a été fait de sorte à limiter les pertes de pression du côté fluide en évaporation à 10 kPa pour un débit de 5 g.s⁻¹ à une température d'évaporation de 45 °C. De nombreuses études ont été réalisées sur les pertes de pression en diphasique. Celles de Friedel (Eq. III-11) et Zhang et al. (Eq. III-12) [BIG01] sont parmi les plus utilisées.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \phi_{l_0}^2 \left(\frac{dp_{l_0}}{dz}\right)$$

$$\phi_{l_0}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr_h^{0,0445} We_l^{0,035}} \quad (\text{Eq. III-7})$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{f_{l_0}}{f_{v_0}}\right)$$

$$H = \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7} + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,19}$$

$$F = x^{0,78}(1 - x)^{0,224}$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_m^2}$$

$$We = \frac{G^2 D_h}{\rho_m \sigma}$$

$$\phi_{l_0}^2 = (1 - x)^2 + 2,87x^2 \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{-1} + 1,68x^{0,8}(1 - x)^{0,25} \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{-1,64} \quad (\text{Eq. III-8})$$

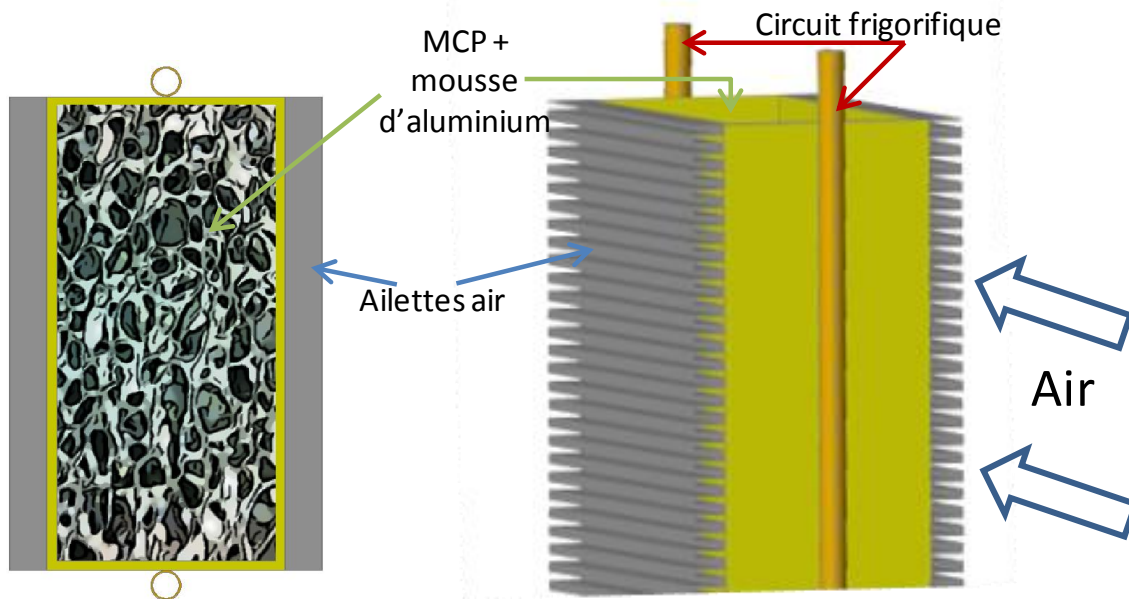


Figure III-64 – Vue de dessus et en perspective d'un conteneur

IV.6.1 Modélisation du prototype

La modélisation de cet échangeur est délicate compte tenu de la complexité des phénomènes conductifs dans le volume mousse d'aluminium et le MCP. De plus, ici la mousse a une structure très chaotique. Une première approche consiste à modéliser le même échangeur en considérant un temps de décharge équivalent. Selon la littérature, le dopage d'un MCP par une mousse d'aluminium de porosité 90 % réduit le temps de stockage/déstockage de 6 fois [MEI09].

La modélisation consiste donc à considérer un modèle global ayant la même géométrie sans prendre en compte l'effet de la mousse d'aluminium. La puissance sera réglée à 67 W (six fois moins que celle avec l'effet de la mousse) et le temps de décharge sera de 12 heures. En se basant sur la littérature, un échangeur validant ces conditions sans l'effet de la mousse d'aluminium serait capable de fournir les 400 W pendant deux heures.

Pour calculer le coefficient d'échange de convection entre l'air et les ailettes externes, ces dernières sont considérées comme surfaces planes indépendantes, de longueur de 100 mm. D'où la corrélation donnant le coefficient d'échange h_{ext} en fonction de l'abscisse x (suivant la direction d'écoulement d'air) sera [INC] :

$$Nu_x = \frac{x h_{ext}}{\lambda} = 0,029 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (\text{Eq. III-9})$$

Ce coefficient est considéré constant sur toute la longueur de passage d'air, et égal à sa valeur en $x = 50 \text{ mm}$.

L'épaisseur de la colle entre les ailettes et les conteneurs est considérée de $0,5 \text{ mm}$, et sa conductivité de $1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

$$R_{colle} = \frac{e_{colle}}{\lambda_{colle}} = 0,0005 \text{ K.W}^{-1} \quad (\text{Eq. III-10})$$

Les simulations montrent que cet échangeur peut transférer 67 W pendant 12 heures . La Figure III-65 montre les températures : du point critique du MCP, d'entrée et sortie d'air, de la paroi du conteneur et de la paroi interne et externe de la colle. Après 12 heures , l'air sort de l'échangeur avec une température de $26,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Le point critique se solidifie après $14\text{h}16$. Les courbes des parois et de la colle sont presque confondues, ce qui montre le faible effet de la résistance de contact due à la colle. La Figure III-66 montre la variation du débit d'air au cours du temps pour maintenir une puissance constante délivrée de 67 W . Pour l'échangeur réel, le débit sera environ six fois ce débit calculé. Le débit de soufflage après 12 heures est de $34 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$, d'où, dans le cas réel, ce débit devra être d'environ $200 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ après 2 heures de déstockage.

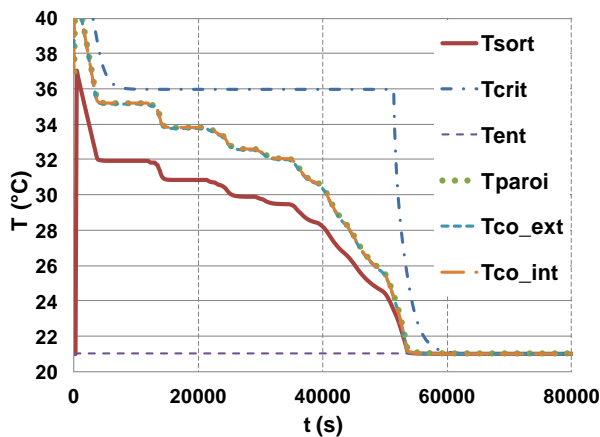


Figure III-65 - Températures lors du déstockage du prototype sans prendre en compte l'effet de la mousse d'aluminium

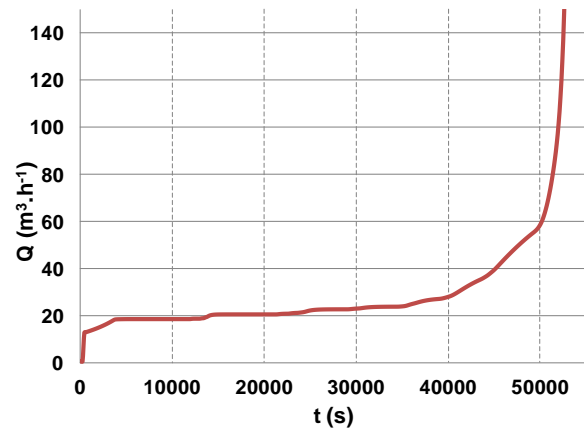


Figure III-66 - Débit de soufflage nécessaire pour assurer les 67 W lors du déstockage du prototype sans prendre en compte l'effet de la mousse d'aluminium

La deuxième méthode de validation utilisée est celle du dimensionnement par la conductivité thermique équivalente du MCP. Cette approche consiste à modéliser le même échangeur en considérant une conductivité équivalente du MCP. Selon la littérature, le dopage d'un MCP par une mousse d'aluminium de porosité 90% augmente sa conductivité de 12 fois [MEI09]. La Figure III-67 montre les températures : du point critique du MCP, d'entrée et sortie d'air, de la paroi du conteneur et de la paroi interne et externe de la colle. Après deux heures, l'air sort de l'échangeur avec une température de $28,9 \text{ }^\circ\text{C}$. Le point critique se solidifie après $8 \text{ }100 \text{ secondes}$. Les courbes des parois et de la colle sont presque confondues, ce qui montre le faible effet de la résistance de contact due à la colle. La Figure III-68 montre le débit d'air nécessaire pour maintenir le transfert continu de 400 W pendant deux heures. Il est inférieur ou égal à $150 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ pendant les $7 \text{ }200 \text{ secondes}$ de décharge.

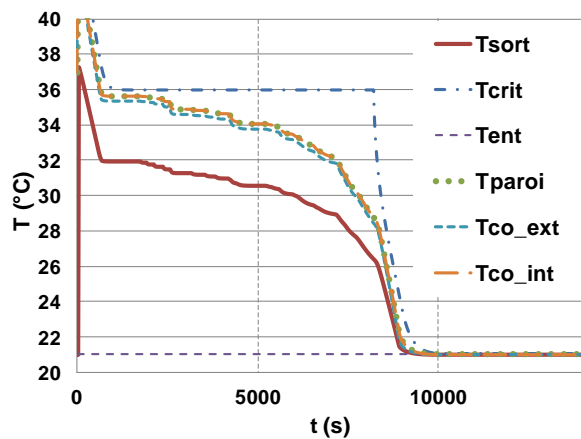


Figure III-67 - Températures lors du déstockage du prototype en considérant une conductivité équivalente

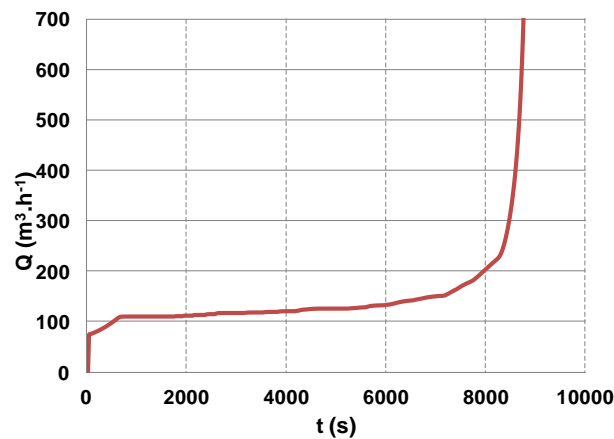


Figure III-68 - Débit de soufflage nécessaire pour assurer les 400 W lors du déstockage du prototype en considérant une conductivité équivalente

V. Conclusions

Le condenseur stockeur est l'élément clé de la pompe à chaleur intégrant un stockage thermique. Cet échangeur est le siège de l'échange entre les trois « matériaux actifs » du système : le fluide frigorigène, l'air ambiant et le matériau de stockage.

Cet échangeur doit être capable de stocker 800 W et de décharger une puissance thermique maximale de 400 W pour assurer l'effacement de la PAC entre 18h00 et 20h00.

La modélisation des échangeurs a été réalisée sous Dymola. Plusieurs structures ont été modélisées et testées.

La géométrie des tubes insérés dans des tubes donne des résultats satisfaisants au niveau de la répartition des flux thermiques. Par contre, elle présente un problème de compacité, mais elle peut être prometteuse en apportant des améliorations de conception.

La géométrie tubes entre plaques a aussi donné des résultats satisfaisants au niveau de la répartition des flux thermiques avec des améliorations limitées au niveau de la compacité par rapport à la géométrie tube dans tube.

Le facteur qui a le plus grand impact sur l'efficacité d'un échangeur avec stockage par chaleur latente, est la conductivité thermique du MCP. Une bonne structure est obtenue lorsque les surfaces d'échange sont dimensionnées de sorte à équilibrer les trois conductances surfaciques.

L'échangeur stockeur étant le siège de transfert thermique entre trois matériaux actifs (air, MCP, fluide frigorigène), sa structure doit assurer l'équilibre de conductance afin de limiter les écarts de températures durant ces échanges. L'efficacité énergétique d'une PAC dépend de ces écarts de températures.

Un banc d'essais a été construit afin de tester l'échangeur stockeur et la PAC complète.

Un échangeur de première génération, qui est une amélioration de la géométrie tube dans tube, a été conçu, modélisé et simulé. Les simulations indiquent des résultats intéressants pour cet échangeur qui remplit les critères de temps de déstockage mais qui présente un problème de compacité.

Un échangeur de deuxième génération a été conçu. Il est considéré comme un premier prototype puisqu'il vérifie complètement le cahier des charges d'un bon échangeur stockeur.

Deux échangeurs stockeurs ont donc été conçus et présentés dans ce chapitre. Les performances de ces échangeurs seront validées expérimentalement et les résultats présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV. Validation Expérimentale de la PAC à Stockage

I. Introduction

Pour tester ce système de PAC intégrant un stockage par chaleur latente, un banc d'essais a été conçu. La PAC avec son condenseur stockeur/déstockeur sera étudiée dans des conditions réalistes en mesurant les grandeurs pertinentes pendant son fonctionnement. Le banc permet de valider les résultats des simulations, de mieux comprendre les phénomènes physiques et les problèmes pratiques de mise en œuvre.

Le banc est conçu de façon à tester plusieurs échangeurs stockeurs et chacun permet de tester plusieurs MCP. De plus, l'échangeur sera testé en deux étapes : la première étape consiste à faire fondre le MCP par de l'air chaud, seule l'étape de déstockage par l'air est alors étudiée. Ceci a pour but de simplifier les problèmes d'essais et de se concentrer sur l'étude de l'échangeur seul. La deuxième étape consiste à étudier le système PAC complet en phases de stockage, de déstockage et en fonctionnement normal.

II. Schémas du banc

Le schéma du banc est présenté Figure IV-1. Il comporte un circuit d'air composé d'un ventilateur, d'un refroidisseur à eau, d'un réchauffeur électrique, d'un registre de contrôle du débit d'air et finalement de l'échangeur stockeur. La quantité d'énergie absorbée durant le stockage peut être calculée par le bilan d'énergie sur l'air. Une fois le MCP totalement fondu, le chauffage de l'air s'arrête, le circuit d'air commence à refroidir l'air pour déclencher la phase de déstockage. L'air entrant dans l'échangeur stockeur, à la température de consigne (considérée de 21 °C), absorbe de l'énergie thermique du MCP pour sortir à la température de soufflage (entre 23 °C et 32 °C). Après, il est refroidi par l'eau froide à travers le refroidisseur, puis chauffé par le réchauffeur pour reprendre la température de consigne (21 °C). Le ventilateur à vitesse variable et le registre offrent une plage de débit d'air allant de 50 à 800 m³.h⁻¹. Ainsi la capacité de déstockage est réglable.

La Figure IV-2 montre le schéma de fonctionnement pour tous les régimes : stockage, déstockage et chauffage simple. Le circuit d'air est toujours le même. L'échangeur stockeur est placé dans un circuit de PAC fonctionnant avec du R-134a. Cette PAC, par ses deux boucles parallèles, représente le système multi-split complet où les débits de fluide dans chaque boucle sont contrôlés. La première boucle comporte l'échangeur stockeur avec deux détendeurs. La deuxième comporte un condenseur à plaques fluide-eau. Les deux débits se rejoignent juste avant l'évaporateur à plaques, où passe l'eau glycolée venant du groupe froid. Ensuite, le fluide frigorigène entre dans le compresseur pour se diviser, en sortant à l'état vapeur surchauffée sous pression, dans les deux boucles.

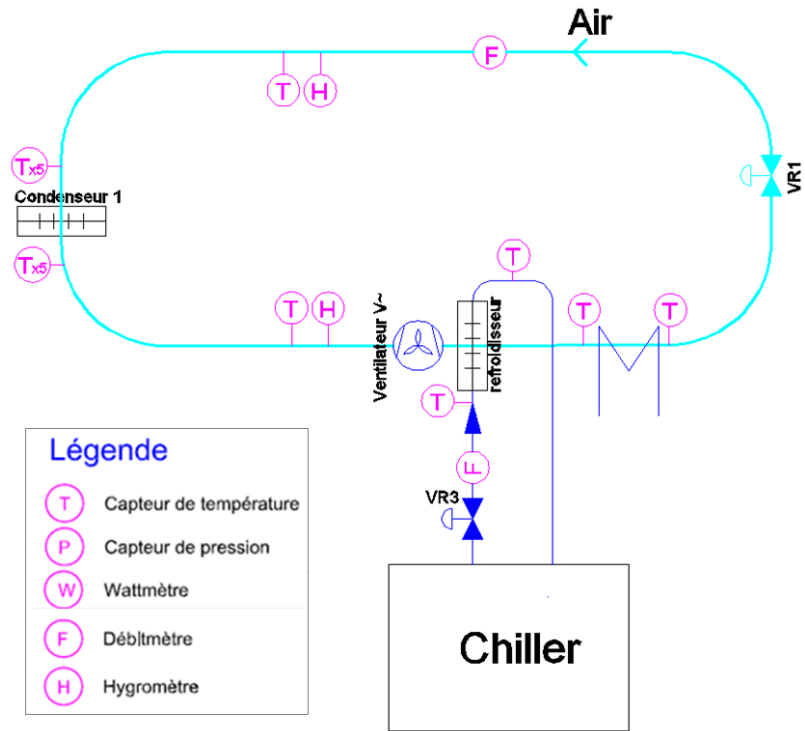


Figure IV-1 – Schéma du banc d'essais pour fonctionnement en première étape

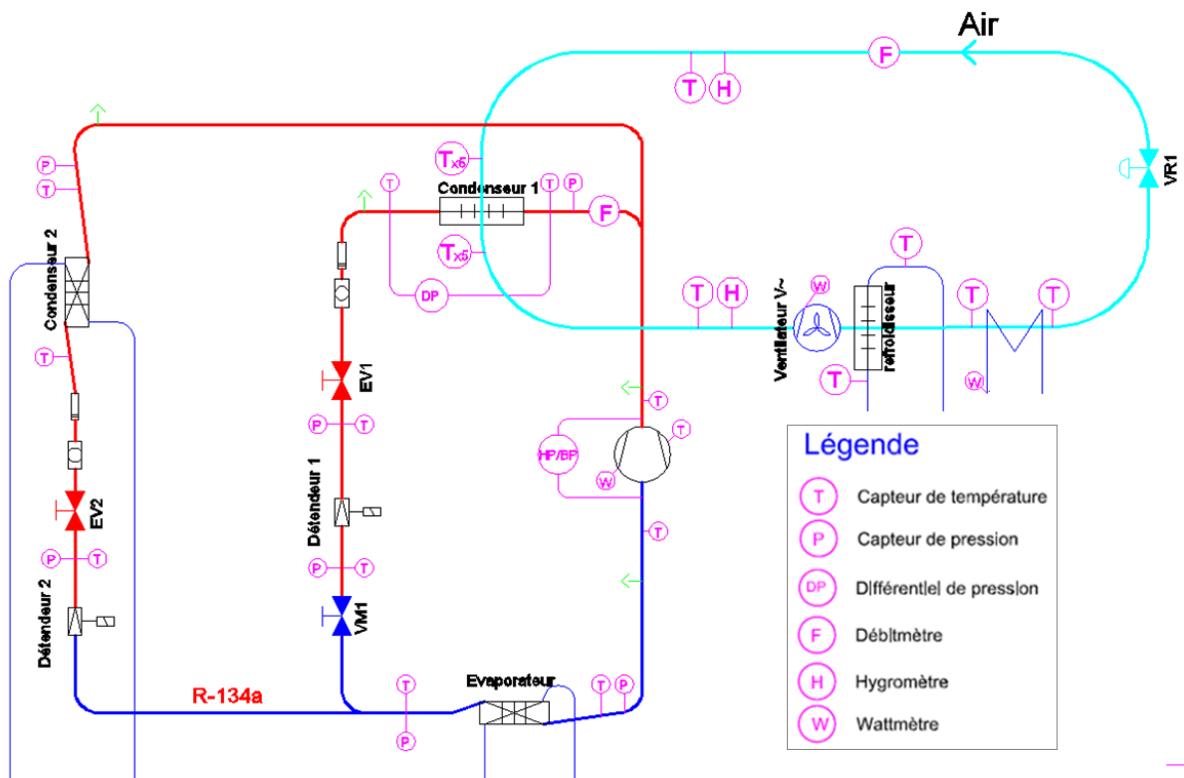


Figure IV-2 – Schéma du banc d'essais pour fonctionnement en deuxième étape

III. Acquisition et commande

Afin de caractériser minutieusement l'échangeur stockeur et la PAC à stockage intégré, des capteurs de pressions, de températures, d'humidités et de débits ont été installés.

En ce qui concerne la boucle d'air, des sondes PT100 sont intégrées en amont et en aval de chaque composant. La mesure de température au niveau de l'échangeur stockeur nécessite une plus grande précision. Pour cela, cinq sondes PT100 ont été disposées sur les surfaces de chaque côté de cet élément. Deux hygromètres à capteur de température intégré ont été placés également à l'entrée et à la sortie du condenseur. Le débit volumique de l'air circulant est mesuré à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Afin d'assurer un régime établi au niveau de la mesure du débit, une gaine de longueur égale à cinq fois le diamètre est installée en amont de l'anémomètre et la longueur en aval est égale à trois fois le diamètre. La régulation de la température d'entrée est faite par contrôle du débit d'eau passant par le refroidisseur et par la puissance fournie par le réchauffeur électrique. Le débit d'air circulant est contrôlable grâce au ventilateur à vitesse variable et au registre motorisé. La puissance de l'échange entre l'air et l'échangeur est calculée par l'équation :

$$P_{air} = \rho \dot{V} C_p (T_e - T_s) \quad (\text{Eq. IV-1})$$

Il est également possible de réguler la puissance d'échange en contrôlant le débit d'air à l'aide d'un PID agissant sur le ventilateur à vitesse variable et sur le registre motorisé.

En ce qui concerne la boucle frigorifique, des capteurs de pressions et de températures sont placés en amont et en aval de chaque élément. Un capteur différentiel de pression est branché en shunt du côté air du condenseur stockeur pour mesurer la perte de charge avec précision. Un débitmètre Coriolis (massique) est installé en amont du condenseur stockeur sur la boucle comportant l'échangeur stockeur. Un wattmètre mesure la puissance électrique absorbée par le compresseur. Le cycle thermodynamique est présenté Figure IV-3.

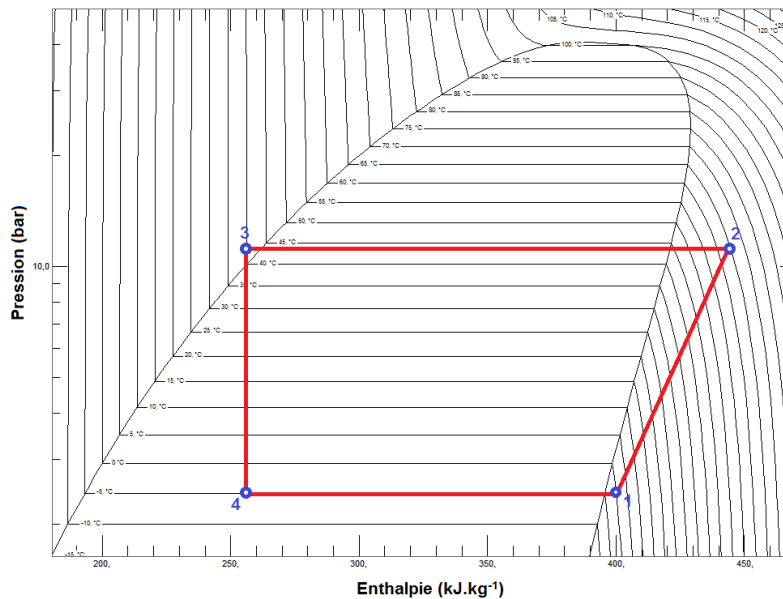


Figure IV-3 – Cycle thermodynamique de la PAC

Les points 1 et 2 sont définis à partir des températures et des pressions à l'entrée et à la sortie du compresseur respectivement. Le point 3 est défini à partir de la température du fluide (supposée identique) à la sortie des deux condenseurs. En considérant une détente adiabatique, le point 4 sera défini par la basse pression et l'enthalpie au point 3. La puissance thermique absorbée par le condenseur stockeur (P_{cond1}) est calculée par l'équation :

$$P_{cond1} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (\text{Eq. IV-2})$$

Les deux détendeurs électroniques sont commandés par deux contrôleurs PID afin de conserver une surchauffe et une répartition de débits entre les deux circuits. En effet, la proportion des puissances absorbées par les condenseurs varie selon le régime : stockage, chauffage avec stock et chauffage sans stock. De plus, la puissance absorbée par le condenseur stockeur lors de stockage décroît du début à la fin de cette phase. Les températures de condensation et d'évaporation sont régulées par les températures et les débits d'eau glycolée entrant respectivement au condenseur secondaire et à l'évaporateur. La température de l'eau glycolée peut être régulée à partir du groupe frigorigène. Le débit est contrôlé par des vannes motorisées. Dans chacun des circuits d'eau sont placés : un débit mètre électromagnétique (volumique), une sonde de température à l'entrée de l'échangeur et une à la sortie. Les puissances absorbées par le condenseur secondaire et l'évaporateur sont calculées à partir du bilan énergétique du côté de l'eau glycolée par l'équation suivante :

$$P_{ech} = \rho \dot{V} C_p (T_e - T_s) \quad (\text{Eq. IV-3})$$

Le coefficient de performance (COP) thermodynamique de la PAC est calculé par l'équation :

$$COP_{therm} = \frac{P_{cond1} + P_{cond2}}{P_{comp}} \quad (\text{Eq. IV-4})$$

L'acquisition est réalisée par des modules Field Point. La Figure IV-4 montre le schéma de l'armoire d'acquisition et de commande du banc.

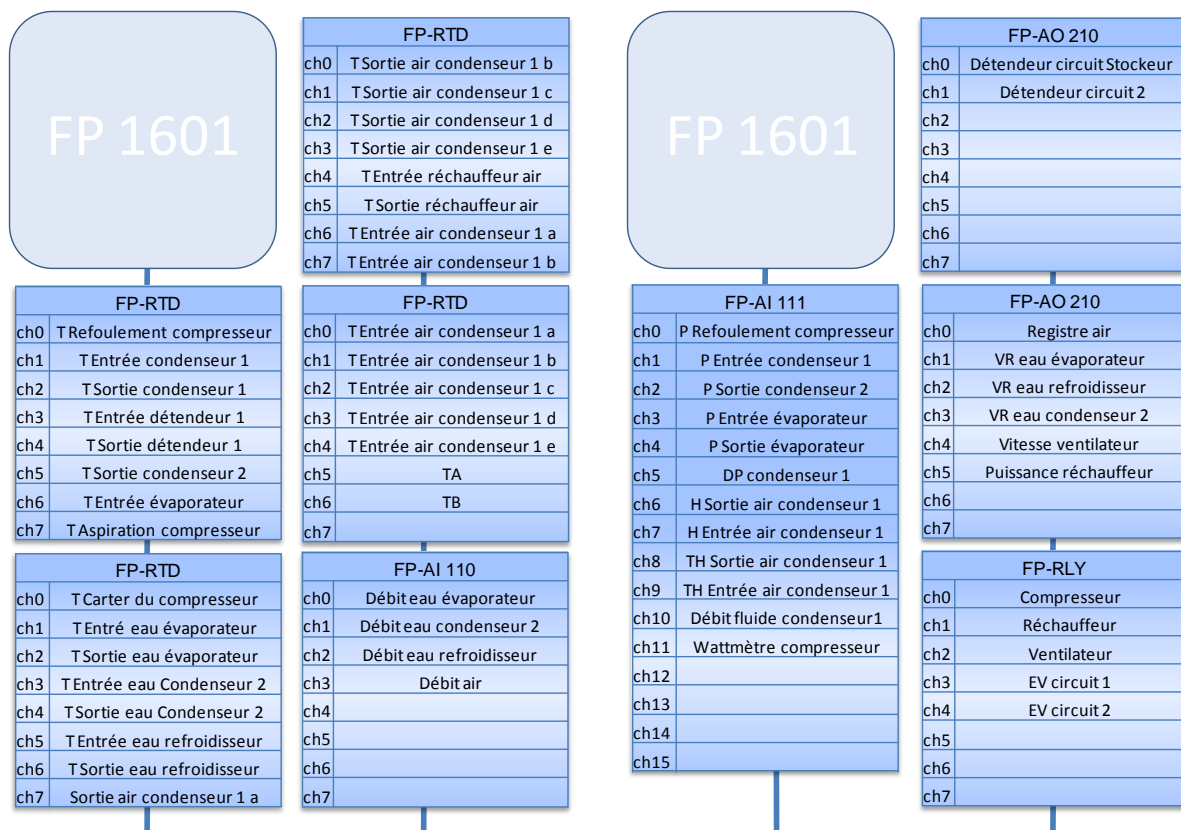


Figure IV-4 – Schéma de l'armoire d'acquisition et de commande du banc

Le programme d'acquisition et de contrôle est lié à une interface graphique (logiciel *LabWindows/CVI*) qui permet l'enregistrement des données et d'obtenir la visualisation sur l'ordinateur des différentes valeurs mesurées et calculées (Figure IV-5). Ce programme appelle une bibliothèque « air humide » pour calculer les propriétés de l'air nécessaires au

calcul. Refprop 8.0 est utilisé pour calculer les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène.

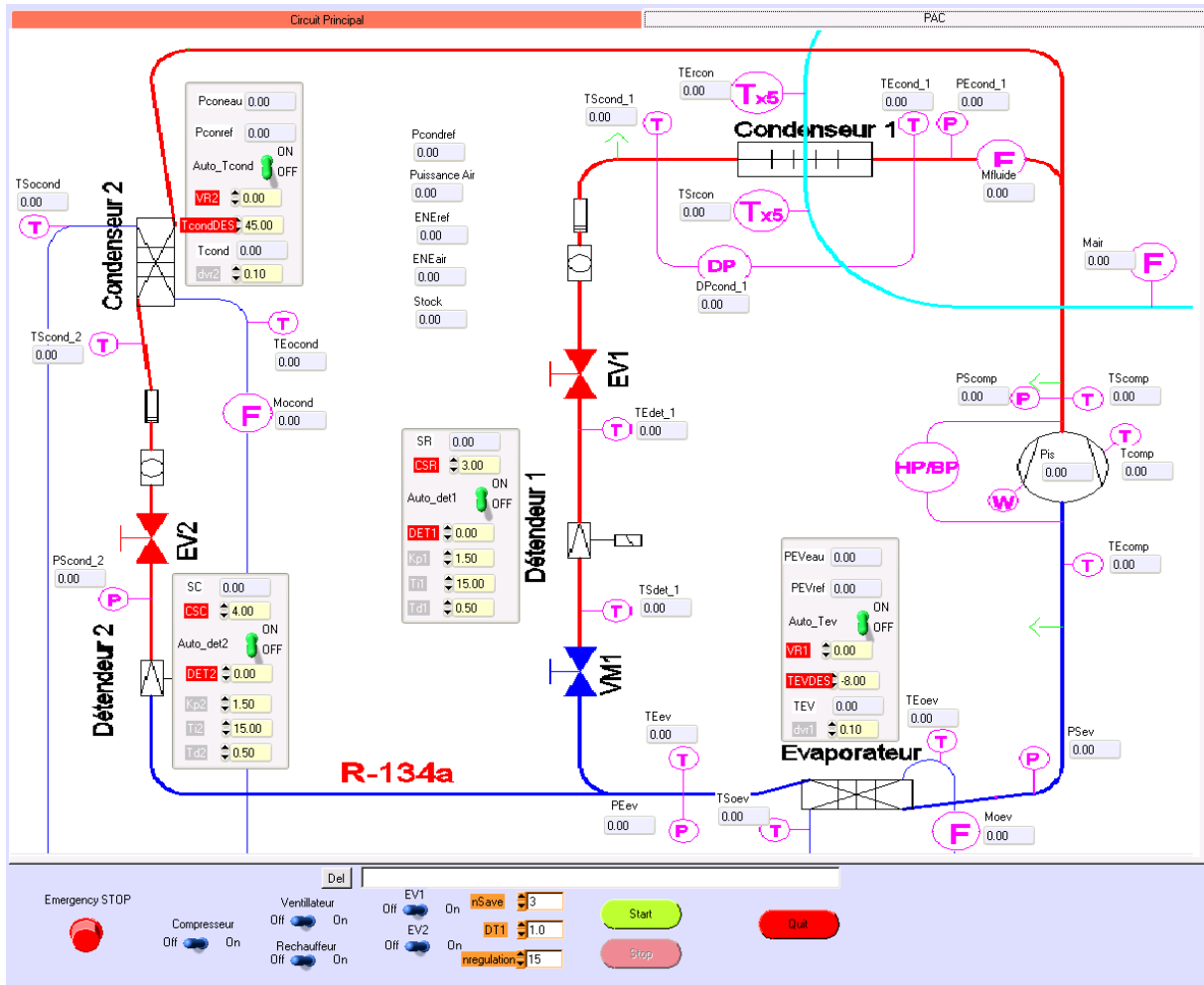


Figure IV-5 – Interface graphique d’acquisition et de contrôle du banc

IV. Sélection des éléments principaux

IV.1 Le compresseur

Le rôle du compresseur est de comprimer le fluide sortant de l’évaporateur à la pression de condensation. Il doit vérifier les critères suivants :

- fonctionner avec le fluide R-134a.
- fournir 2,5 kW de puissance calorifique à -10 °C et 4 kW à +5 °C.

IV.2 Les détendeurs

Le rôle du détendeur est de créer une perte de pression suffisante pour détendre le fluide de la pression de condensation à celle d’évaporation. Dans cette PAC expérimentale, deux détendeurs électroniques sont mis en parallèle car la puissance de condensation générée par le compresseur est supérieure à la puissance absorbable par le premier prototype d’échangeur stockeur/déstockeur. Dans les conditions extrêmes, les détendeurs doivent assurer une détente de 15 bar à 2 bar pour un débit de 3 g.s⁻¹ pour la boucle comportant le condenseur stockeur et un débit de 17 g.s⁻¹ pour la boucle complémentaire. Le débit de 3 g.s⁻¹ est très petit et donc l’ouverture du détendeur est, elle aussi, très petite. Le contrôle de l’ouverture de cette taille sera impossible, même pour un détendeur électronique. Pour

cela, la détente est faite en deux étages : par le détendeur électronique, puis par une vanne manuelle.

V. Première génération de l'échangeur stockeur

V.1 Construction de la première génération

La construction de l'échangeur stockeur est réalisée en plusieurs étapes.

- Les tubes internes étant de petit diamètre (3x5 mm²), ne sont disponibles qu'en cuivre recuit. Ils sont découpés en pièces de 700 mm chacun, puis mis le plus droit possible (Figure IV-6).
- Les ailettes internes sont composées de deux profilés en L, en laiton, coupés en longueurs de 600 mm et taillés aux extrémités (Figure IV-7).
- Chaque tube interne (cuivre) est brasé sur une des deux cornières (laiton) sur toute la longueur en utilisant une brasure tendre à l'argent (Figure IV-8). Cette brasure est réalisée assez soigneusement afin d'assurer un contact suffisant facilitant les échanges thermiques entre le tube et les ailettes.
- Les tubes externes sont des tubes cuivre à ailettes externes spirales en aluminium. Les deux cornières sont insérées dans le tube externe, en assurant un bon contact avec le tube (Figure IV-9). Ce contact par sertissage assure le transfert thermique entre l'air d'une part et les deux compartiments (MCP et fluide frigorigène) d'autre part. La précision au niveau de ce contact a donc un grand impact sur l'efficacité de ces échanges et donc sur l'efficacité globale de l'échangeur.
- Des thermocouples de type T sont insérés par intrusion dans plusieurs tubes, plusieurs positions et plusieurs profondeurs dans le volume des MCP (Figure IV-10). La précision sur la position des têtes des sondes est assurée par des butées placées sur ces sondes, puis elles sont collées sur les ailettes externes.
- Les tubes sont placés dans une matrice en acier conçue pour cet échangeur (Figure IV-11).
- Les coudes sont brasés pour former le circuit frigorifique (Figure IV-12). L'échangeur est composé de quatre circuits parallèles.
- Des capuchons cuivre sont brasés sur les bouts inférieurs des tubes. Une fois l'échangeur vide prêt, il est chauffé à une température plus élevée que la température de solidification du MCP. Une fois le MCP en phase liquide, il est injecté dans les tubes conteneurs (Figure IV-13).
- Finalement l'échangeur est placé dans une enceinte isolée.

La Figure IV-14 montre la photo de la PAC et celle du banc complet.



Figure IV-6 – Tubes internes



Figure IV-7 – Ailettes internes



Figure IV-8 – Brasage tubes internes sur ailettes internes



Figure IV-9 – Tubes complets

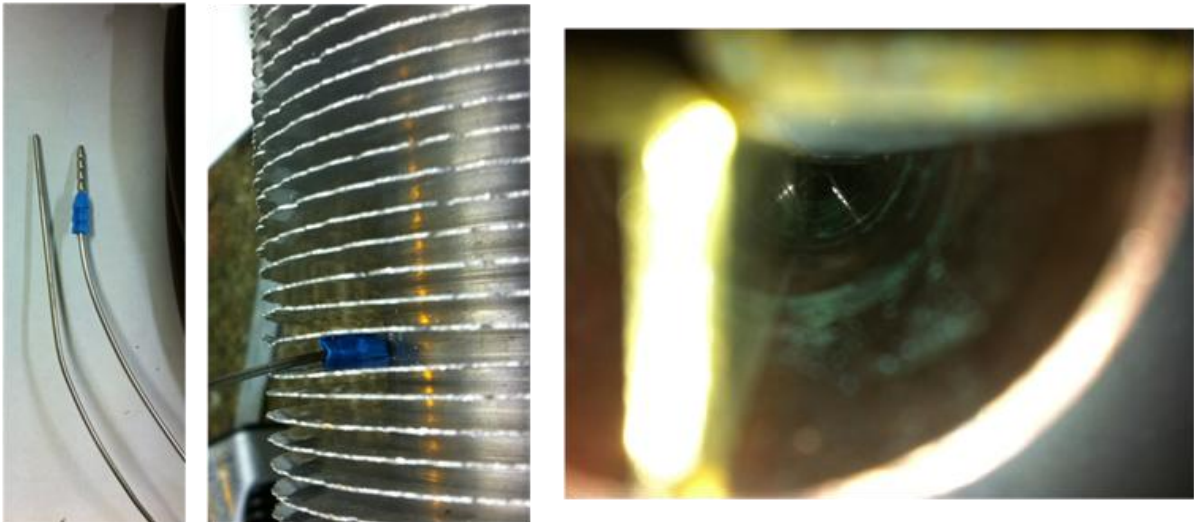


Figure IV-10 – Intrusion des thermocouples



Figure IV-11 – L'échangeur complet sans les coudes et les collecteurs



Figure IV-12 – L'échangeur complet avec le circuit frigorifique et les trémies d'air



Figure IV-13 – Remplissage du MCP

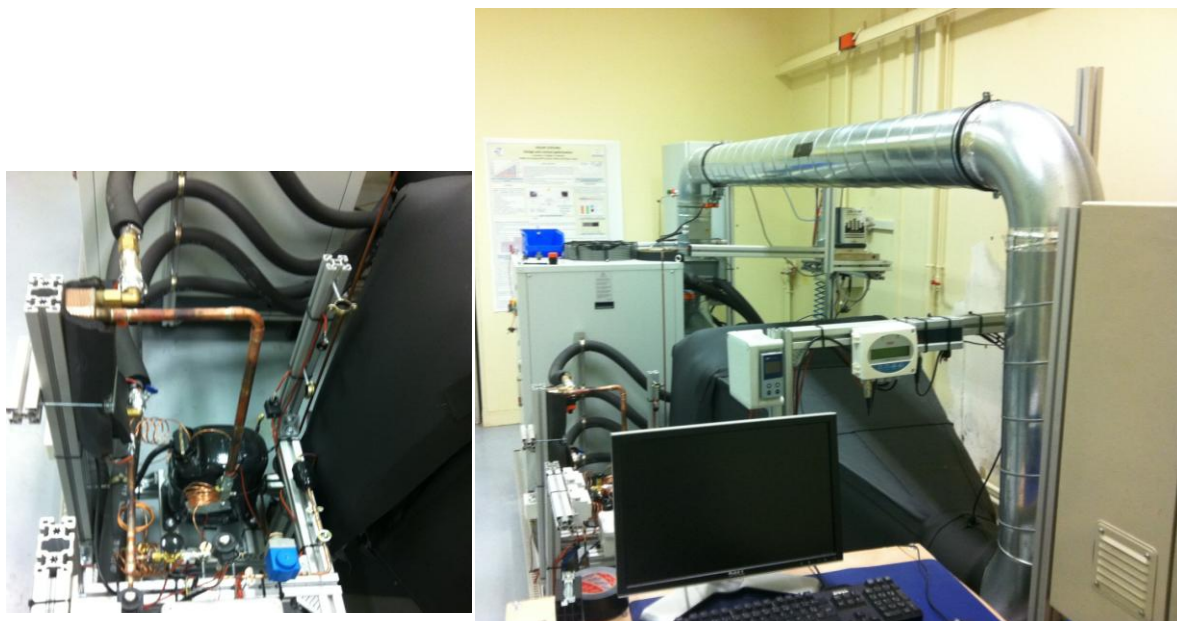


Figure IV-14 – Photos de la PAC et du banc complet

Lors du montage de l'échangeur, il y a eu des problèmes de fuites sur les sites d'instrumentation thermique des MCP. Pour cette raison, seuls 24 tubes ont été remplis de paraffine, ce qui a réduit sa capacité de stockage de 1 kWh à 0,8 kWh. Les thermocouples intrusifs ont été supprimés.

V.2 La décharge thermique

L'échangeur a été testé en mode de décharge thermique sous plusieurs régimes. Des essais, à débits de soufflage d'air constants, allant de $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ jusqu'à $800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ont été menés. La Figure IV-15 montre l'énergie libérée en fonction du temps pour cet échangeur pour ces différents débits de soufflage. La durée de décharge est inversement

proportionnelle au débit de soufflage. La puissance de décharge représente la pente de la courbe d'énergie restituée à l'air à chaque temps. Elle est maximale au début de la décharge, puis décroît jusqu'à atteindre une valeur nulle indiquant la fin de cette phase.

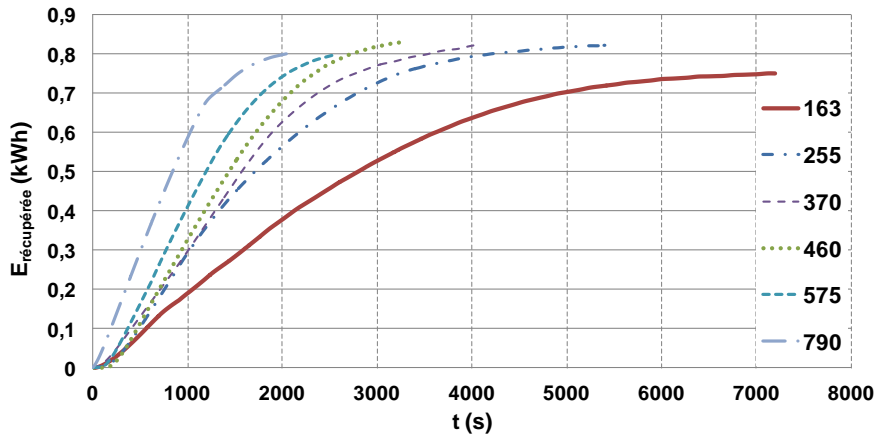


Figure IV-15 – Déstockage à débits de soufflage d'air constants allant de $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ jusqu'à $800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Afin de comparer les résultats expérimentaux aux simulations, un modèle a été réalisé sur Dymola qui prend les valeurs de température et de débit d'air mesurées à l'entrée de l'échangeur pour les injecter dans le modèle, puis comparer la température de sortie calculée par le modèle à celle mesurée (Figure IV-16).

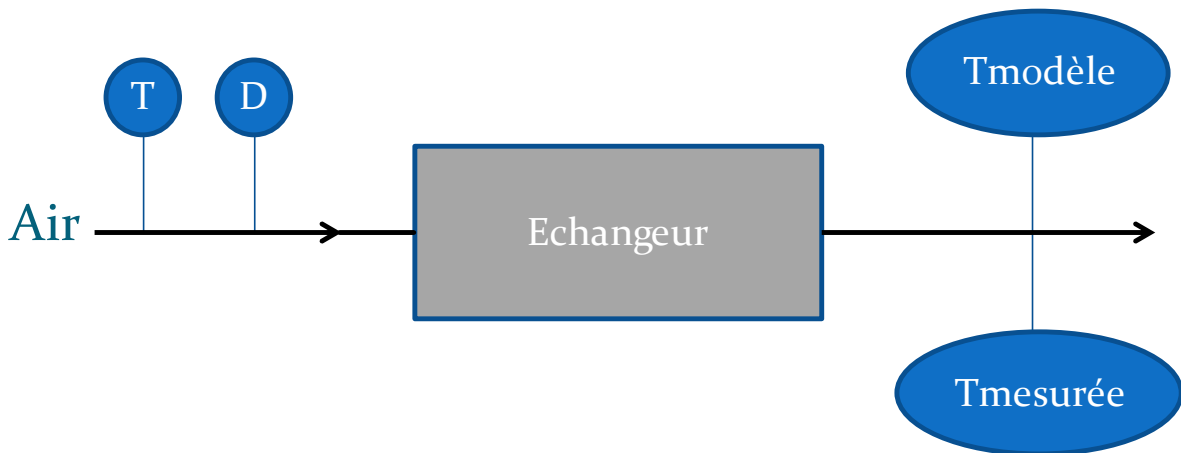


Figure IV-16 – Modèle permettant de comparer les résultats expérimentaux à ceux du modèle dans les mêmes conditions

Les courbes des Figure IV-17 et Figure IV-18 représentent les énergies restituées expérimentales et calculées respectivement pour les cas de déstockage à $163 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $255 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. L'erreur relative maximale est de 2,5 %. Le modèle de changement de phase utilisé dans cette première comparaison ne tient pas compte du glissement de température.

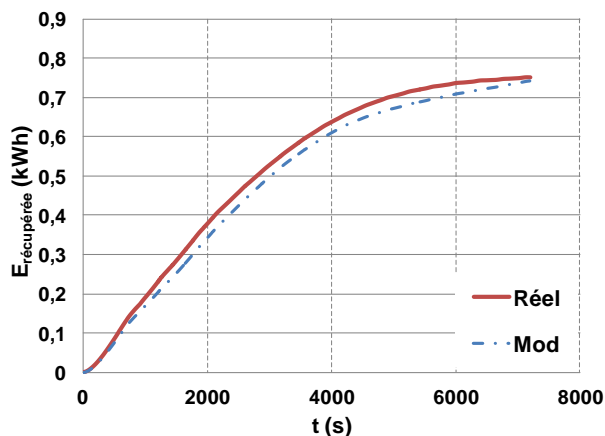


Figure IV-17 – Energies restituée expérimentale et calculée pour déstockage à $163 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

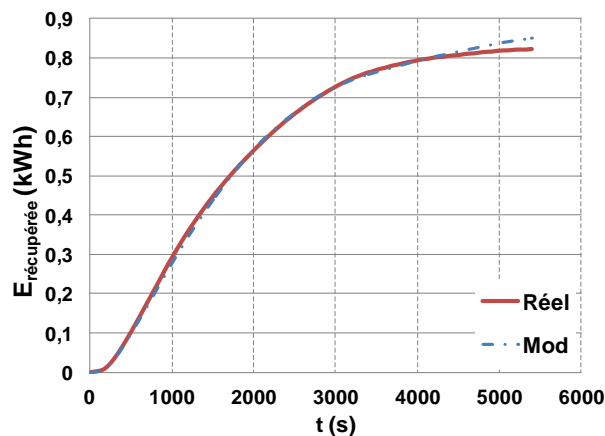


Figure IV-18 – Energies restituée expérimentale et calculée pour déstockage à $255 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Une deuxième comparaison montre l'effet de la prise en compte du glissement de température lors de la solidification sur la précision du modèle. Les Figure IV-19 et Figure IV-20 montrent les courbes de températures de sorties mesurées et calculées pour un déstockage avec un débit d'air de $355 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ en utilisant un modèle de MCP respectivement sans et avec glissement de température de 5 K lors de la solidification. L'écart absolu maximal est de 1,5 K pour le premier cas et de 0,5 K pour le second.

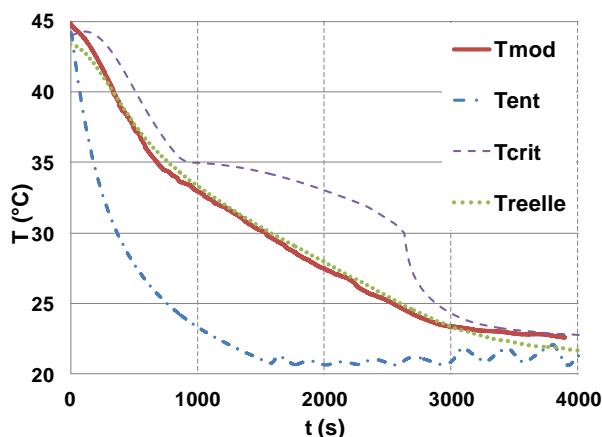


Figure IV-19 – Température du MCP au point critique et celles de l'air entrant et sortant, calculées et mesurées, de l'échangeur (modèle sans glissement)

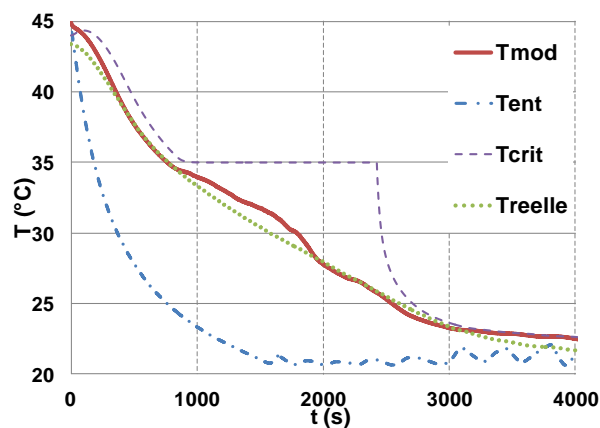


Figure IV-20 – Températures du MCP au point critique et celles de l'air entrant et sortant, calculées et mesurées, de l'échangeur (modèle avec glissement)

La Figure IV-21 montre la puissance et le débit d'air soufflé pour un déstockage régulé pour assurer un besoin de 400 W. Il montre que le système a pu fonctionner pendant 6 800 secondes de déstockage à cette puissance (au lieu des 7 200 s escomptées), l'objectif a donc été rempli à 95 %. Le fait de n'avoir pu utiliser que les deux tiers des tubes chargés en MCP, a changé le ratio entre l'énergie latente et l'énergie sensible. Dès lors, la température du stock chute plus rapidement comparativement à une masse de MCP supérieure avec donc une plus grande capacité en chaleur latente. De là le constat d'une température de sortie d'air plus basse et un débit de soufflage plus fort. D'autre part, le débit maximal fourni par le ventilateur dans ce circuit est de $800 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ d'où le temps de déstockage a été réduit de 7 200 secondes à 6 800 secondes.

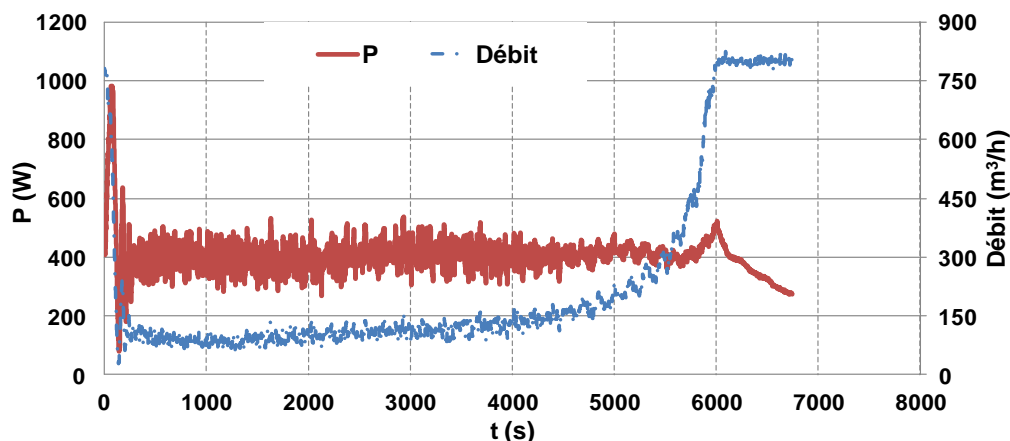


Figure IV-21 – Déstockage à puissance constante régulée à 400 W

VI. Le deuxième prototype

Comme indiqué au chapitre précédent, deux conceptions successives ont été développées. Le premier prototype partait d'une conception relativement classique des échangeurs à tubes avec une innovation sur l'intégration du MCP dans un système tube dans tube. Les leçons tirées de ce premier prototype ont amené à une conception beaucoup plus compacte en respectant les principes des ratios volumiques et du rapprochement des conductances des trois modes d'échange : conduction dans le MCP, condensation du fluide frigorigène, échange convectif air/paroi.

VI.1 Construction du deuxième prototype

La construction de l'échangeur stockeur est réalisée en plusieurs étapes.

- Les conteneurs sont fournis sous forme de barres étirées de 5 000 mm. Ils sont découpés en morceaux de 400 mm (Figure IV-22).
- Les tubes frigorifiques en cuivre (1/4") sont découpés en morceaux de 500 mm, puis ils sont brasés sur les conteneurs (Figure IV-23).
- Des pièces rectangulaires de 100 x 50 mm² sont découpées et soudées aux extrémités des conteneurs (Figure IV-24).
- Les ailettes externes sont collées sur la surface d'échange air-conteneur. Elles sont collées de sorte qu'il ne reste plus de bulles d'air emprisonnées et que l'épaisseur de colle soit minimale (Figure IV-25). En effet, la conductivité de l'air étant très faible par rapport à celle de la colle (0,026 W.m⁻¹.K⁻¹ contre 1 W.m⁻¹.K⁻¹), la surface occupée par une bulle d'air est déduite de la surface d'échange totale.
- Les conteneurs sont assemblés dans un châssis conçu pour cet échangeur.
- Les coudes, distributeur et collecteur du circuit frigorifique sont assemblés et soudés (Figure IV-26). L'échangeur est composé de cinq circuits parallèles.
- La mousse d'aluminium est découpée en volumes parallélépipédiques de 47 x 97 x 43 mm³ et insérés dans les conteneurs (Figure IV-27). Les dimensions externes de ces volumes sont légèrement plus grandes que les dimensions internes des conteneurs (1 mm par dimension) afin que ces volumes élémentaires soient comprimés un peu lors de leur insertion, ce qui assure un bon contact entre la mousse d'aluminium et les conteneurs.

- L'échangeur et la paraffine sont chauffés à environ 50 °C. La paraffine est versée sous forme liquide dans les conteneurs. Un bilan de masse est fait avant et après cette étape pour vérifier la masse du MCP versée (Figure IV-28).
- L'échangeur est fermé de tous les côtés et prêt pour les tests (Figure IV-29).

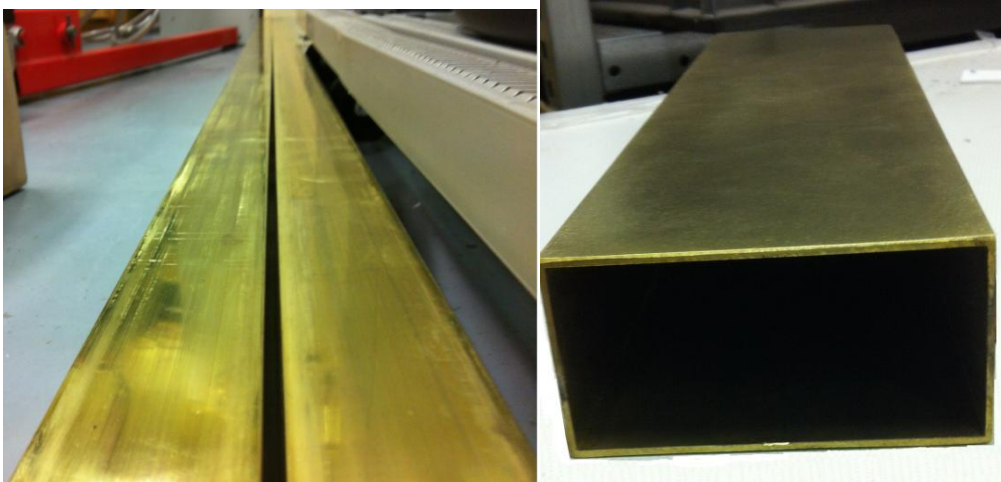


Figure IV-22 – Découpage des conteneurs

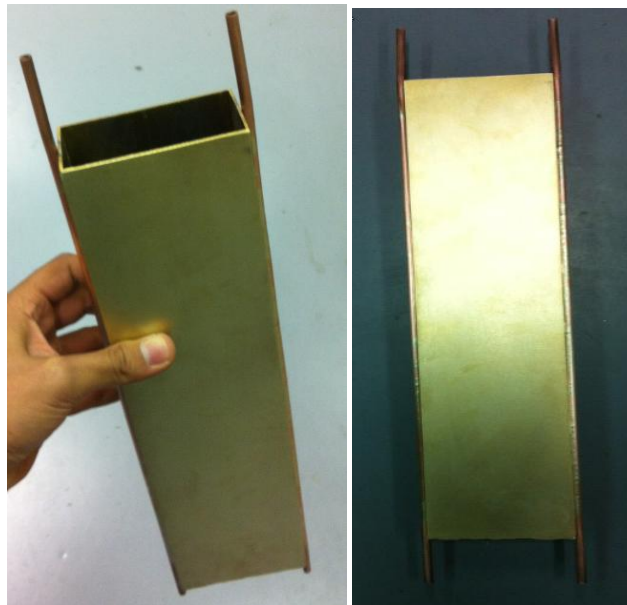


Figure IV-23 – Brasage des tubes frigorifiques sur les conteneurs

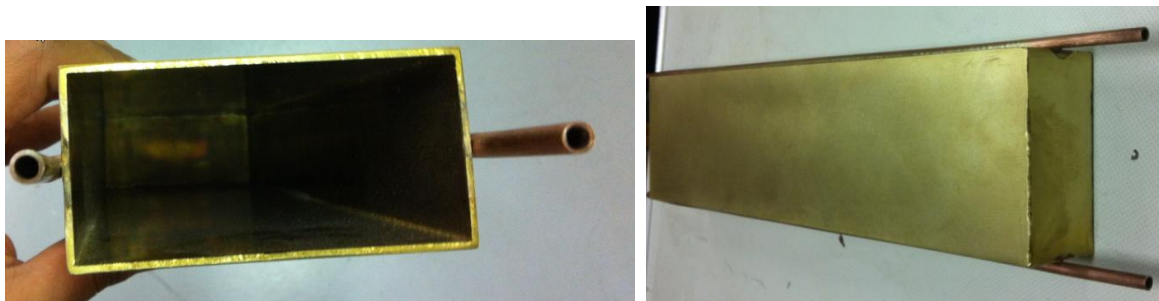


Figure IV-24 – Soudage des bouchons des conteneurs



Figure IV-25 – Collage des ailettes externes

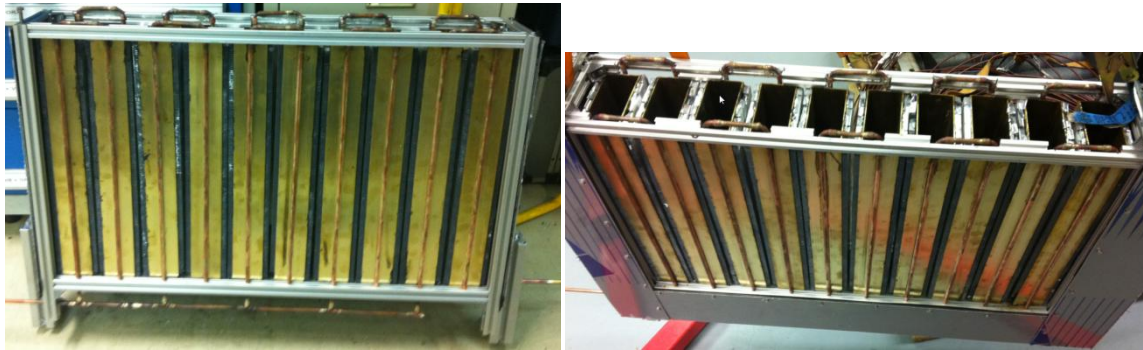


Figure IV-26 – Assemblage du circuit frigorifique



Figure IV-27 – Insertion de la mousse d'aluminium



Figure IV-28 – Remplissage du MCP

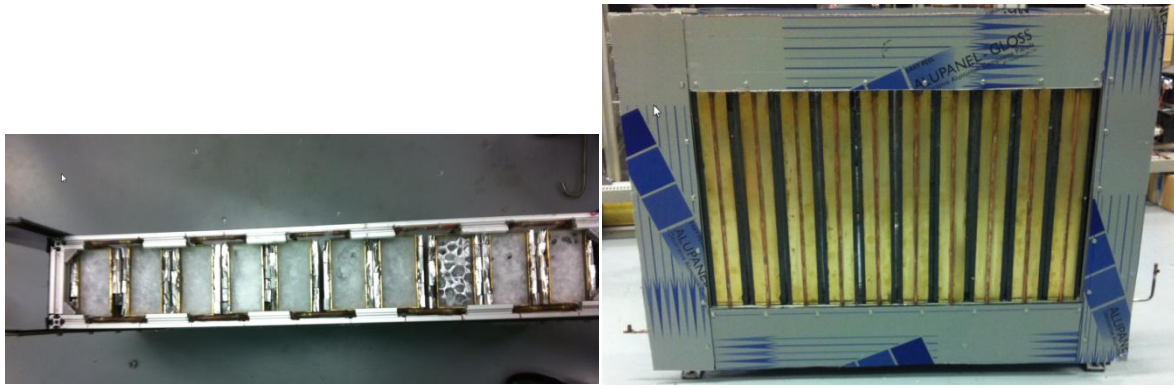


Figure IV-29 – Le prototype prêt au montage

VI.2 Validation expérimentale du prototype

Afin de valider expérimentalement la structure du prototype, une série d'essais a été réalisée sous plusieurs régimes de fonctionnement. Pour mesurer la résistance de contact entre les ailettes et les conteneurs et pour valider le coefficient d'échange de convection entre l'air et les ailettes, deux sondes PT100, T_A et T_B ont été placées, respectivement, sur le conteneur et sur une ailette externe dans une même zone. Ayant ces deux températures, h_{ext} et R_{cont} peuvent être calculés par l'équation :

$$P_{air} = h_{ext} S_{ail} \left(T_B - \frac{T_{ent} + T_{sort}}{2} \right) = \frac{S_{cont}}{R_{cont}} (T_A - T_B) \quad (\text{Eq. IV-5})$$

La Figure IV-30 montre les températures d'entrée et de sortie de l'air de l'échangeur ainsi que T_A et T_B en régime établi avec une puissance échangée de 400 W. En se basant sur ces résultats, la résistance de contact due à la colle sera de l'ordre de $0,002 \text{ K.W}^{-1}$. Cette valeur est quatre fois plus grande que la valeur estimée, et cela est dû à plusieurs facteurs comme : l'imprécision au niveau de l'épaisseur de la couche de colle et de la valeur de sa conductivité, la présence de bulles d'air emprisonnées à l'intérieur de la colle et la marge de l'erreur des mesures au niveau des PT100 (de l'ordre de $0,2 \text{ K}$ pour ces sondes). La Figure IV-31 montre le coefficient d'échange externe expérimental et calculé en fonction du débit de soufflage. La corrélation utilisée surestime légèrement ce coefficient.

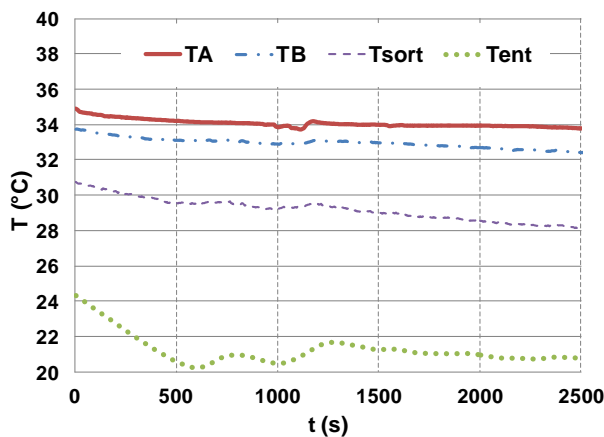


Figure IV-30 - Températures T_A , T_B , d'entrée et de sortie d'air en régime établi

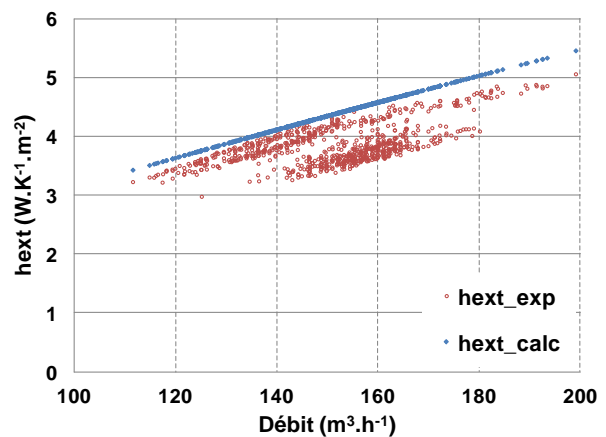


Figure IV-31 - Comparaison entre h_{ext} expérimental et mesuré en fonction du débit de soufflage

Un premier régime dynamique expérimenté est celui du déstockage à une puissance constante de 400 W. La Figure IV-32 montre la température d'entrée et de sortie de l'air

pendant le déstockage. Après 7 200 secondes, l'air sort de l'échangeur à 25,2 °C, et le débit de soufflage est de 310 m³.h⁻¹ (Figure IV-33). En répétant les simulations du modèle sans la mousse d'aluminium, le facteur de réduction du temps de déstockage obtenu est de l'ordre de 5, et la conductance du MCP à la fin de la décharge est de l'ordre 40 W.K⁻¹.

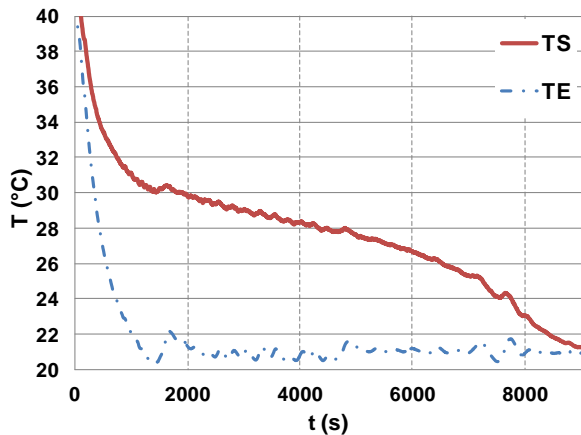


Figure IV-32 - Températures d'entrée et de sortie d'air lors du déstockage à 400 W

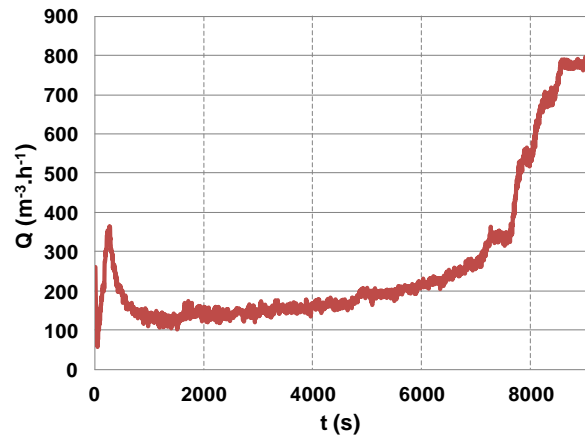


Figure IV-33 - Débit de soufflage d'air lors du déstockage à 400 W

Un régime dynamique résumant le comportement de l'échangeur et de la PAC a été expérimenté durant huit heures. Ce régime comporte cinq phases :

- Première phase (3 350 secondes) : mettre l'échangeur stockeur entier au niveau de la température ambiante d'une maison, c'est-à-dire 21 °C
- Deuxième phase (7 050 secondes) : chauffer l'air avec une puissance de 400 W tout en stockant de l'énergie dans l'échangeur
- Troisième phase (7 450 secondes) : déstocker à puissance constante de 400 W
- Quatrième phase (6 850 secondes) : chauffer l'air avec une puissance de 400 W, sans stocker de l'énergie
- Cinquième phase (2 000 secondes) : chauffer l'air avec une puissance de 900 W tout en stockant lentement

La Figure IV-34 montre les graphes suivants :

- puissance du côté air sur le condenseur stockeur (Pair),
 - puissance côté fluide dans les deux condenseurs (Pco1 pour le stockeur et Pco2 pour le secondaire)
 - puissance de stockage du condenseur stockeur (Pstock =Pco1 - Pair)
 - puissance absorbée par l'évaporateur (Pev)
 - puissance électrique absorbée par le compresseur (Pcomp)
 - température de condensation dans le condenseur stockeur (Tcond1)
 - température de condensation dans le condenseur stockeur (Tcond2) ; elle est différente de celle dans le condenseur stockeur en raison des pertes de charge créées par le débitmètre sur la première boucle
 - température d'évaporation (Tev).
- Durant les premières 1 750 secondes de la première phase, le fluide frigorigène chauffe l'échangeur et le ventilateur ne souffle pas, donc, la puissance côté fluide est égale à la puissance de déstockage. Elle est de l'ordre de 1 300 W. La température de condensation atteint 55 °C puisque le compresseur est conçu pour délivrer une plus grande puissance. Même si le circuit secondaire est fermé, la température de

condensation peut être déduite, c'est celle correspondant à la pression de saturation à l'entrée du condenseur secondaire. La différence entre les deux températures de condensation est due à la perte de pression créée par le débitmètre Coriolis.

- Puis le compresseur est arrêté, et l'air est soufflé à 21 °C afin d'absorber toute la chaleur pendant les dernières 1 600 secondes de cette phase. L'échangeur est entièrement au niveau de référence de 21 °C.
- La phase 2 commence quand le compresseur redémarre en absorbant environ 1 100 W et en délivrant une puissance variable entre 1 000 W et 1 200 W dans le condenseur stockeur et entre 1 800 W et 2 800 W dans le condenseur secondaire. Une partie de P_{co1} est absorbée directement par l'air pour chauffer (400 W) et l'autre partie est stockée. La température de condensation dans le condenseur stockeur monte de 45 °C à 50 °C. Ces niveaux de températures de condensation sont assez élevés du fait du surdimensionnement du compresseur. La puissance absorbée par le condenseur stockeur est presque trois fois plus grande que sa puissance nominale (400 W). La température d'évaporation varie de -5 °C à +5 °C. Cette phase dure à peu près deux heures, et se termine en déclenchant la troisième phase.
- Durant la troisième phase, le détendeur du circuit stockeur est fermé et la puissance de stockage moyenne en valeur absolue est égale à celle absorbée par l'air. La puissance du côté fluide fluctue autour de la valeur zéro, du fait de la migration du fluide dans le condenseur stockeur car il n'y a pas une vanne qui l'isole complètement de la PAC. Cette phase est décrite dans le régime « déstockage à 400 W » du côté de l'échangeur stockeur. La puissance absorbée par le compresseur varie entre 500 et 800 W, et celle du condenseur secondaire varie entre 1 000 et 2 500 W. La température de condensation varie entre 35 et 25 °C et celle d'évaporation entre -5 et -15 °C.
- La quatrième phase commence quand le détendeur primaire est ré-ouvert et la puissance P_{co1} remonte, en assurant toujours le besoin de chauffage de 400 W, mais sans stocker de l'énergie. La température de condensation varie entre 31 °C et 35 °C. Ce régime sera utilisé dans le fonctionnement de la PAC en mode normal, c'est-à-dire. avant de stocker et après le déstockage. Durant cette phase, la puissance au niveau du condenseur secondaire est de l'ordre de 2 000 W et la puissance électrique absorbée par le compresseur est de 900 W.
- La cinquième phase commence quand le besoin de chauffage est de 900 W, et la puissance P_{co1} augmente pour assurer ce besoin. En augmentant la température de condensation, le stock recommence à se former. La puissance de stockage monte de 200 à 1 000 W avec l'augmentation de la température de condensation de 35 °C à 45 °C. Cette phase décrit le comportement de la PAC durant le régime de chauffage avec stockage. A la fin de cette phase l'échangeur stockeur est chargé.

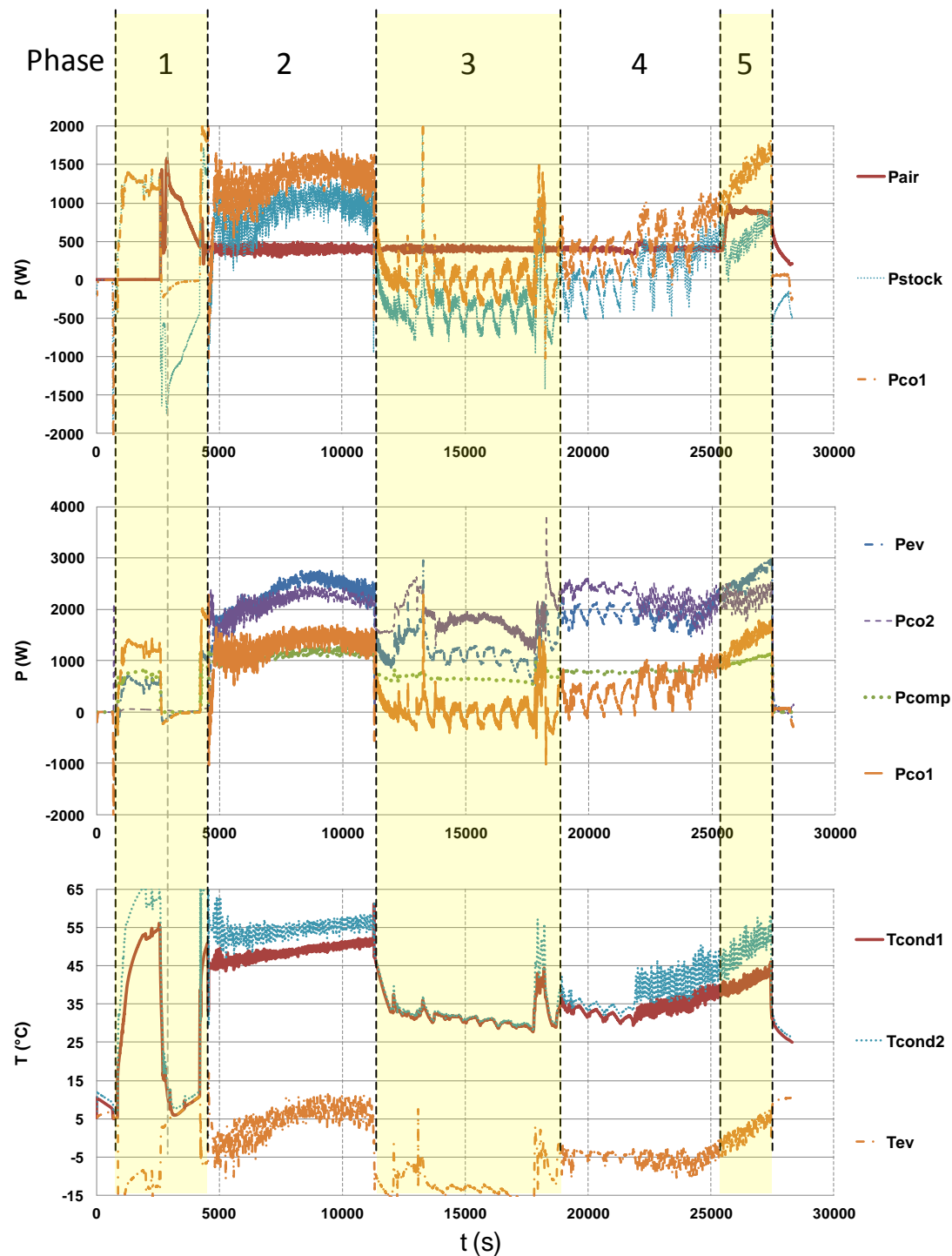


Figure IV-34 – Régime de fonctionnement

La Figure IV-35 présente les pertes de pression dans le condenseur, mesurées et calculées par les corrélations de Fridel et de Zhang et al.. Les pertes de pression sont de l'ordre de 7 kPa pour une température de condensation de 45 °C et une puissance thermique de 1 100 W. Les deux corrélations surestiment les pertes de pression, mais celle de Fridel reste la plus adaptée.

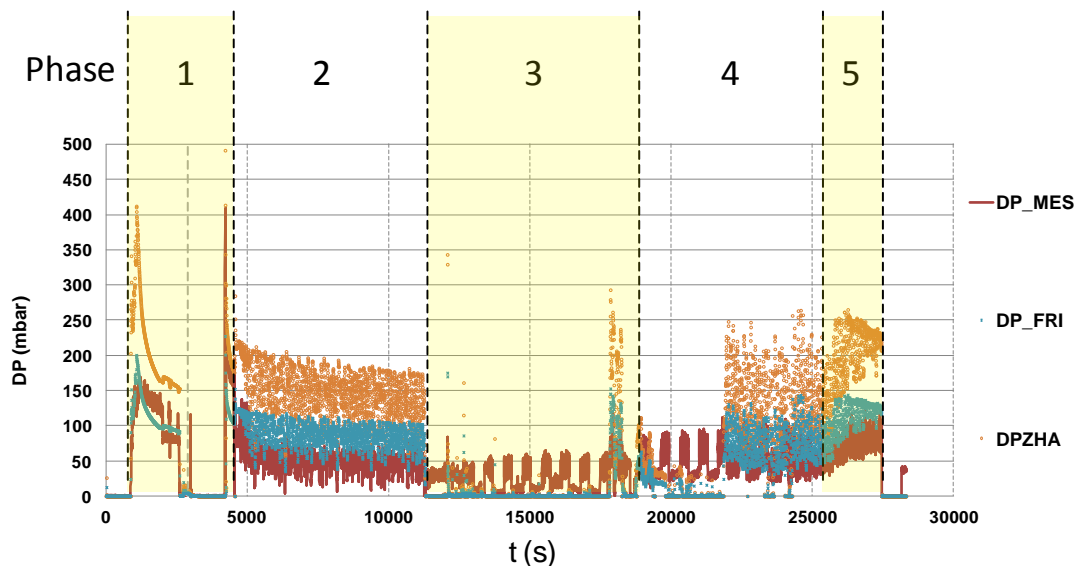


Figure IV-35 – Comparaison pour la perte de pression dans le condenseur

La Figure IV-36 montre le COP réel mesuré et le COP Carnot (entre température de condensation et d'évaporation) de la PAC durant les huit heures de fonctionnement étudié. Le COP thermodynamique est calculé par l'équation III-10, la consommation du ventilateur n'est pas prise en compte. Ce graphe montre un rapport variant entre 0,45 et 0,50 entre le COP réel et le COP Carnot.

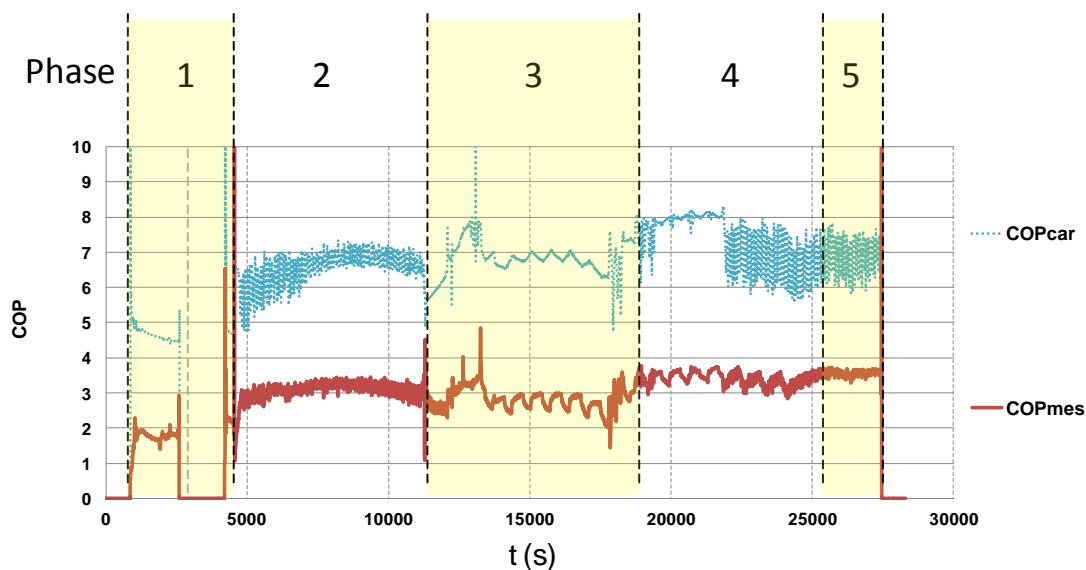


Figure IV-36 – Comparaison entre COP thermodynamique de la PAC et COP Carnot

VII. Conclusions

Un banc d'essais a été construit afin de tester l'échangeur stockeur et la PAC complète.

Un échangeur de première génération, qui est une amélioration de la géométrie tube dans tube, a été testé. Les résultats des simulations sont conformes aux résultats expérimentaux.

L'échangeur de « première génération » est capable de stocker la quantité d'énergie et de décharger la puissance nécessaire. Par contre, il fonctionne à des débits de soufflages très élevés et des températures de sorties relativement basses ; en plus il est volumineux.

Le prototype a été testé et validé sur le banc d'essais pour tous les régimes de fonctionnement : charge, décharge et chauffage.

La PAC intégrant un stockage par chaleur latente est conçue. La prochaine étape est d'étudier son comportement lors d'une saison complète et trouver la bonne stratégie de contrôle en bénéficiant de l'avantage de l'inertie pour conclure sur son efficacité par rapport à une PAC normale.

Chapitre V. Pompe A Chaleur avec Stockage

I. Introduction

En France, dans les années 90, la volonté de réduire les émissions de CO₂ et de limiter l'effet de serre a conduit à la recherche d'équipements de chauffage plus sobres énergétiquement, ce qui a conduit au développement de pompes à chaleur résidentielles qui répondent à ces attentes.

Les deux incitations fiscales successives de 2004 et 2005 ont encore accéléré le nombre de pompes à chaleur (PAC) vendues en France pour le chauffage et/ou la production d'eau chaude sanitaire. Cependant la RT 2012 et le coefficient de conversion d'énergie finale en énergie primaire de 2,58 modifient la compétition entre les chaudières à gaz et les pompes à chaleur.

Il existe trois principaux types de pompes à chaleur en fonction des technologies mises en œuvre à l'extérieur et à l'intérieur des bâtiments :

- eau/eau, influencé principalement par les différents niveaux de température des lois d'eau
- air/eau, influencé par les conditions climatiques et les lois d'eau
- air/air, influencé par les conditions climatiques et la régulation de la température d'air intérieur.

Pour notre étude, il est nécessaire de comprendre le **fonctionnement réel** des pompes à chaleur air-air pour comprendre ce qu'une pompe à chaleur air/air dotée d'un système de stockage au condenseur peut amener comme améliorations énergétiques ou, au contraire, comme pénalité énergétique.

II. Pompe à chaleur dans un bâtiment

La puissance calorifique d'une pompe à chaleur est sensible aux températures de la source froide et du puits chaud. En considérant le cas d'une PAC ayant l'air comme source froide, la puissance calorifique générée est plus faible lorsque la température externe est plus basse, à cause l'augmentation de l'écart entre les températures de condensation et d'évaporation. Par contre, plus la température externe est basse, plus les déperditions du bâtiment sont élevées et donc le besoin est plus élevé. La Figure V-1 montre les courbes théoriques de la puissance calorifique d'une PAC à vitesse constante et des besoins d'une maison. Le compresseur a une puissance de 170 W et un rendement global de 0,5. Ce graphe met en évidence trois zones :

- la zone -7 °C à +14 °C, la puissance calorifique de la PAC est supérieure aux besoins du logement
- la zone inférieure à -7 °C, la puissance calorifique de la PAC n'est pas suffisante pour maintenir la température de confort et un appoint de chauffage est donc nécessaire
- la zone d'équilibre de la PAC (-7 °C) où le besoin est égal à la puissance calorifique. Cette zone ne représente qu'une part très minime du fonctionnement durant la saison de chauffe.

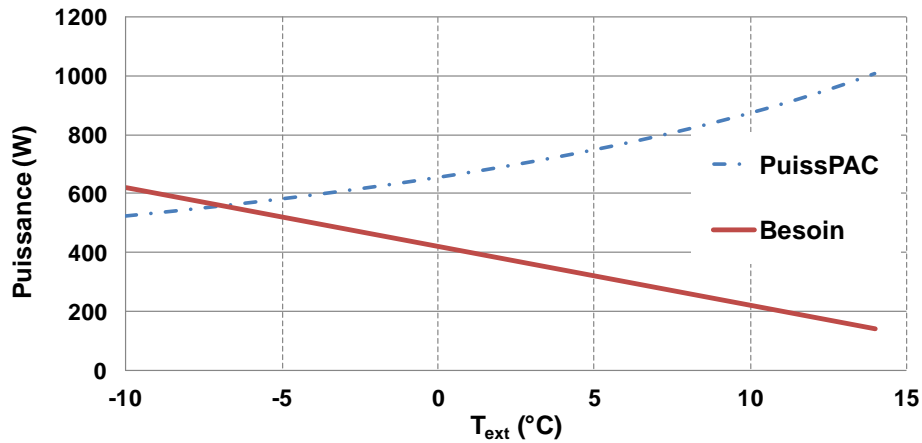


Figure V-1 – Courbes théoriques de la puissance calorifique d'une PAC et du besoin d'un bâtiment

La maison étudiée est une maison « Mozart passive » de type BBC. Le besoin est fortement influencé par les apports internes et les flux solaires et pas uniquement donc par les déperditions. La Figure V-2 montre les vrais besoins de la maison modélisée dans le chapitre 1 durant toute l'année et celle de la puissance calorifique théorique d'une PAC à vitesse constante en fonction de la température externe. Cette figure montre que les besoins sont aléatoires et que même si la tendance globale de la baisse des charges avec la température extérieure est bien vérifiée, la variation des besoins n'est pas uniquement corrélée aux déperditions. En fait, il faut prendre en compte la surface du plan (T_{ext} , Besoins) pour dimensionner le système de chauffage et sa régulation.

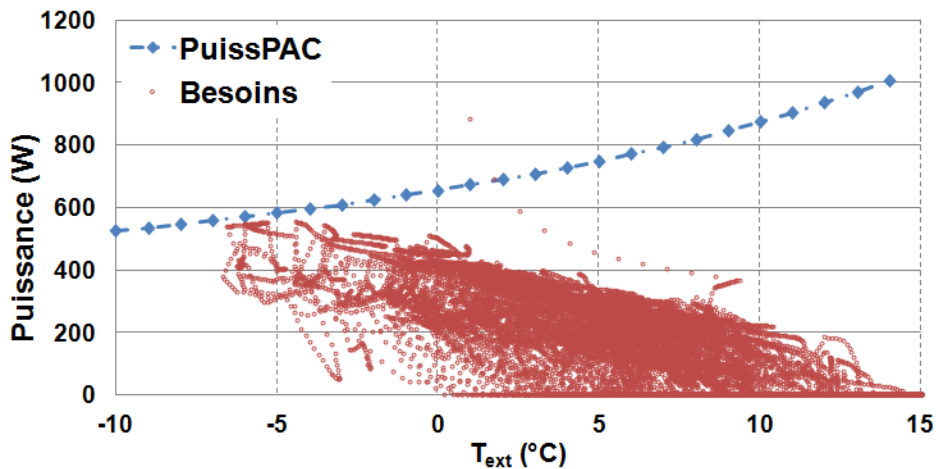


Figure V-2 – Variation des besoins de la maison et de la puissance de la PAC en fonction de T_{ext} durant la saison de chauffe

II.1 Régime cyclé des pompes à chaleur

Le fonctionnement en marche/arrêt des pompes à chaleur est dû à la surpuissance de la PAC vis-à-vis des besoins. Ces marches et arrêts sont d'autant plus fréquents que les besoins thermiques sont faibles. Ce fonctionnement dit cyclé est inévitable du fait de la surpuissance fatale de la PAC pour toutes les occurrences de besoins inférieures au besoin maximal. La régulation des régimes cyclés impose des seuils haut et bas de la température entre deux valeurs limites qui encadrent de ± 2 K, voire de ± 3 K, ce qui n'est ni favorable pour le confort, ni énergétiquement efficace. Des études menées au CEP [DGUP] [DGALN] montrent que le fonctionnement en régime cyclé peut réduire le COP de l'ordre de 20 %. Par exemple, dans un cas du régime permanent cyclé d'une PAC étudiée par le CEP, la

température de sortie du condenseur fixée à 35 °C montre une fluctuation entre 33 °C et 42 °C en régime cyclé. Les pertes énergétiques sont dues à :

- une température moyenne de condensation supérieure au point de consigne du fait des cycles courts pour les fortes surpuissances de la PAC vis-à-vis des besoins
- une partie de la puissance est utilisée pour remettre les parois des échangeurs en température et pour redistribuer le fluide frigorigène dans le circuit
- lors des arrêts et en absence d'électrovanne, la pression tend à s'équilibrer dans l'ensemble du circuit par migration du fluide frigorigène du condenseur vers l'évaporateur. Le système doit compenser ce transfert de fluide à chaque démarrage pour atteindre un régime stabilisé
- la remise en pression stable des échangeurs s'effectue avec des variations initiales fortes : pression de condensation plus élevée au démarrage et ce pendant plusieurs minutes, pression d'évaporation plus basse ; ces conditions transitoires entraînent une baisse du COP qui est d'autant plus marquée que le nombre de démarrages est grand
- un appel important de courant à chaque démarrage équivalent à 5 à 7 fois le courant nominal de fonctionnement. Ne durant que quelques millisecondes, cette puissance est négligeable par rapport à la consommation totale, mais elle pénalise directement l'installation électrique.

Ces effets dépendent directement de la fréquence de cyclage. Pour limiter les cycles de fonctionnement trop courts (1 à 2 minutes de fonctionnement), la régulation de ces PAC autorise généralement un dépassement de la consigne supérieure de la température de surchauffe pour les températures d'air extérieur élevées, là où la PAC est surpuissante. On doit donc noter que tous les cycles de fonctionnement dont la durée est inférieure à 5 minutes entraînent une baisse significative du COP réel due à l'ensemble des irréversibilités transitoires présentées ci-dessus.

Une PAC air/air utilisant un compresseur à vitesse fixe, ayant une inertie thermique assez faible, profite de l'inertie du bâtiment pour fonctionner en régime cyclé. Elle s'autorise une fluctuation de la température du bâtiment. Cette fluctuation est mieux amortie tant que l'inertie du bâtiment est plus importante. En effet, la surchauffe du bâtiment mène à des déperditions plus importantes et donc à des consommations plus élevées. Le sous-refroidissement est limité afin d'éviter l'inconfort dans le bâtiment. Pour cela les compresseurs à vitesse fixe ne sont plus utilisés dans les PAC air/air. Ces dernières sont équipées de compresseurs à vitesse variable.

II.2 Compresseur à vitesse variable

Le compresseur à vitesse variable est un compresseur qui est capable de fournir une plage de puissance en variant la fréquence à ses bornes. Ces compresseurs sont capables normalement de fonctionner entre 50 % et 200 % de leur puissance nominale. Cette flexibilité est capable d'éviter le cyclage de la PAC sur une grande plage du fonctionnement à charge partielle. De plus, le fait d'éviter l'augmentation de la température de condensation évite la dégradation du COP thermodynamique.

L'utilisation d'un compresseur à vitesse variable offre donc un atout considérable du point de vue de l'efficacité énergétique. La Figure V-3 présente l'évolution du COP en fonction de la puissance pour des systèmes à vitesse fixe et à vitesse variable. Avec un compresseur à vitesse fixe, la performance se dégrade à charge partielle. Ceci a été mis en évidence par Henderson [HEN00]. Un compresseur à vitesse variable permet d'obtenir un fonctionnement continu du compresseur sur une large plage de puissance. L'efficacité énergétique est améliorée à charge partielle grâce à l'effet de surdimensionnement des échangeurs.

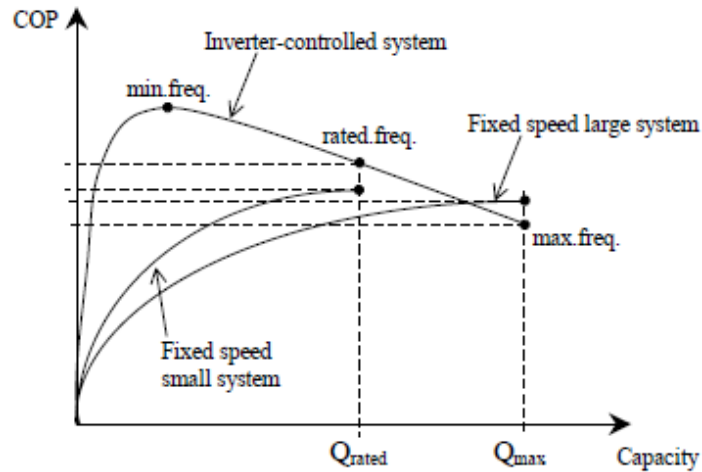


Figure V-3 – Variation du COP en fonction de la puissance pour les machines à vitesse fixe et à vitesse variable [PER04]

Ces résultats sont cohérents avec des travaux de SP (SP Technical Research Institute of Sweden) [SP] où une campagne d'essais a été menée sur une multitude de pompes à chaleur à vitesse variable, de marques différentes, pour étudier la variation du COP pour différents taux de charge. Les résultats montrent une amélioration du COP variant entre 20 et 50 % pour un taux de charge qui descend jusqu'à 50 %.

Les performances des compresseurs à vitesse variable, pour les conditionneurs d'air utilisant des compresseurs Mitsubishi, Hitachi et Sanyo de type piston rotatif, ont été analysées sur la base de données expérimentales [SHA04] (Figure V-4). Cette analyse a permis de développer un modèle pour calculer la performance pour des températures d'évaporation et de condensation ainsi que des vitesses de rotation variables. L'évolution du COP en fonction de la fréquence montre bien une chute significative du COP pour les faibles vitesses de rotation. Cette chute est de 30 % pour un régime à fonctionnement minimal et de 23 % pour le fonctionnement à puissance maximale.

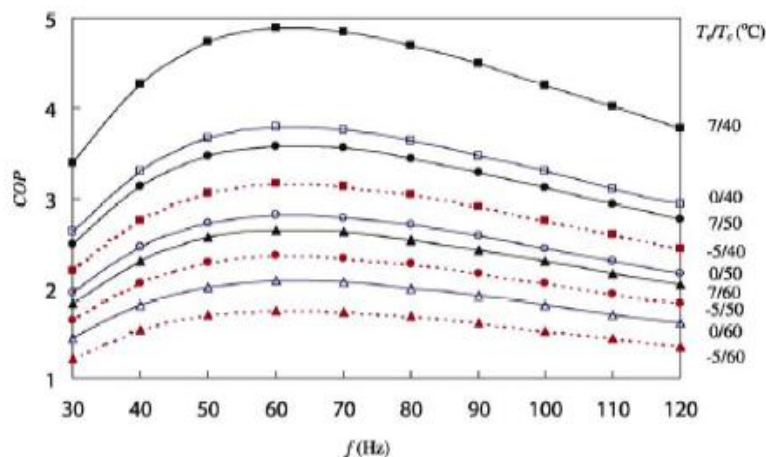


Figure V-4 – Variation du COP pour différents taux de compression en fonction de la vitesse du compresseur [SHA04]

En se basant sur les performances annoncés Figure V-4, la plage de besoins que peut engendrer un compresseur à vitesse variable en fonctionnement continu est présentée Figure V-5. La puissance électrique nominale de ce compresseur est de 110 W et un rendement total de 0,5 pour cette puissance. Ce rendement baisse de 30 % lors du fonctionnement à la puissance minimale (55 W électrique) et de 23 % à la puissance maximale (220 W électrique). Cette dégradation est la seule pénalisation sur le COP lors du

fonctionnement entre les deux courbes Puiss Min, et Puiss Max (à part les cycles givrage/dégivrage). Durant la saison de chauffage étudiée, cette PAC fonctionnera 32 % du temps seulement en régime cyclé (besoin inférieur à la puissance calorifique minimale).

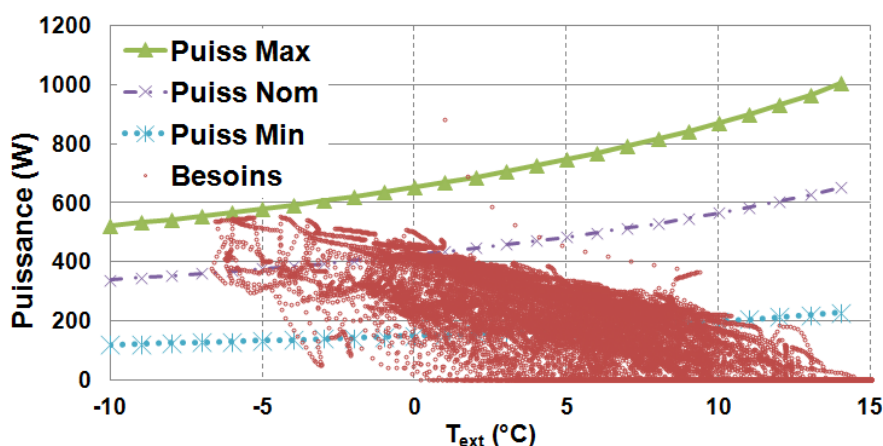


Figure V-5 – Plage de besoins que peut engendrer une PAC à compresseur à vitesse variable

II.3 Givrage/dégivrage

Lorsque la température de surface de l'évaporateur est à la fois inférieure à celle de rosée de l'air externe et inférieure à celle de cristallisation de l'eau (0 °C), une couche de givre se forme au niveau de l'évaporateur des PAC à source air. Ce givre constitue une couche isolante sur les parois de l'évaporateur et réduit les sections de passage d'air, ce qui réduit la puissance des échanges et donc affecte négativement la performance de la PAC. Le phénomène de givrage intervient là où les besoins de chauffage sont les plus importants (T_{ext} basse), ce qui accentue son importance dans le bilan énergétique. La prise en compte de ce phénomène dans la modélisation du comportement d'une PAC à air est donc essentielle. Selon plusieurs études, le phénomène de givrage et les cycles de dégivrage associés peuvent représenter jusqu'à 20 % de la consommation saisonnière d'une PAC [MIL82] [MIL84] [KON95].

La croissance du givre dépend de la vitesse d'air ainsi que de la teneur de l'air en humidité. Afin de limiter l'effet de la couche de givre, la régulation de la PAC procède à un dégivrage, généralement par inversion du cycle. Une vanne à quatre voies sert à inverser le cycle de la PAC, et une puissance calorifique sera injectée dans l'évaporateur afin de faire fondre le givre. Cette procédure affecte aussi le COP, mais elle est nécessaire pour limiter l'effet du givre qui devient de plus en plus pénalisant.

Un modèle, simplifiant les pertes par les cycles de givrage et dégivrage, est présenté par [KIN09] (Figure V-6). Les cycles de givrage/dégivrage sont effectués généralement pour des températures extérieures inférieures à 7 °C. La Figure V-7 montre la puissance calorifique fournie par une PAC à vitesse fixe en fonction de la température extérieure en tenant compte de l'effet de givrage. Cet effet oblige à sur-dimensionner la PAC afin de couvrir les besoins.

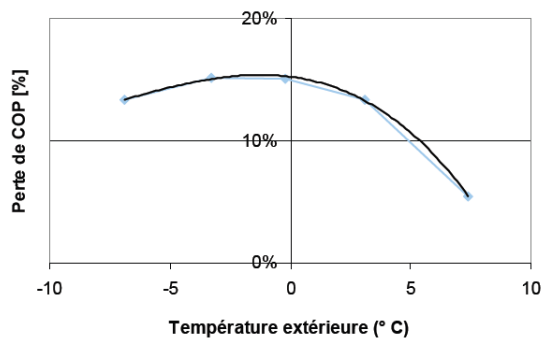


Figure V-6 – Pertes sur le COP dues aux cycles givrage/dégivrage

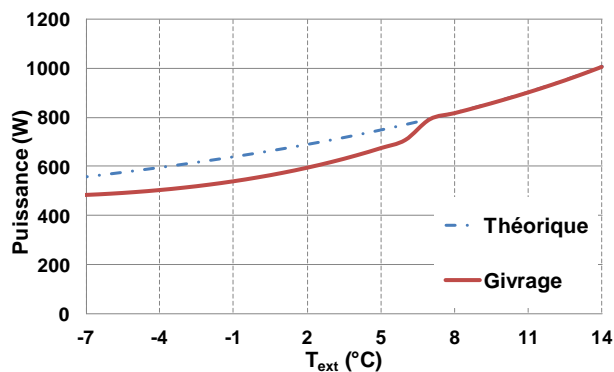


Figure V-7 – Puissance calorifique d'une PAC avec et sans effet de givrage

Selon un grand nombre d'expérimentations la stratégie de contrôle des PAC commercialisées procède à un dégivrage d'environ 10 minutes pour chaque une heure de fonctionnement. Le cycle est le suivant : le givre se forme en 50 minutes, dégivrage en inversant le cycle en 5 minutes et l'égouttage dure 5 minutes. Le travail du compresseur pendant 5 minutes sans fournir de la chaleur à la source chaude réduit le COP de 10 %. Les 4 % des pertes qui restent sont dues à l'inversion du cycle et la reprise des pressions, et à la perte de l'énergie calorifique de l'échangeur interne. Durant l'inversion du cycle, le COP thermique est de l'ordre de 1, du fait que la ventilation dans l'unité interne est coupée et que l'échangeur interne présente une inertie négligeable. Donc la perte calorifique sera négligée en tant que chaleur perdue, mais le fait de réchauffer le condenseur influe sur le temps de transition qui est inclus dans les pertes lors du retour au régime permanent. D'autre part, durant les 10 minutes où la PAC ne fournit pas de chaleur, la température du bâtiment va chuter, ce qui peut créer un inconfort. Afin d'éviter ce dernier, la PAC surchauffe l'air et les parois avant de procéder au dégivrage. Cette surchauffe augmente les déperditions. Cet effet n'est pas considéré dans le modèle de réduction du COP présenté Figure V-6.

II.4 Variation des COP de PAC en fonction de la température extérieure

Les effets cités précédemment mènent à un COP différent du COP théorique. La Figure V-8 montre le COP mesuré d'une PAC air/eau testée pour des températures extérieures allant de -7 °C à 14 °C. Le besoin est considéré égal aux déperditions donc il est lié directement à la température extérieure. La comparaison entre le COP réel mesuré et le COP de Carnot indique les irréversibilités particulières de chaque zone de fonctionnement, car si des irréversibilités spécifiques n'intervenaient pas, les courbes de COP réel et de COP de Carnot auraient la même allure. Le COP Carnot ici est considéré entre la température externe et la température de condensation.

L'évolution du COP est découpée en quatre zones (Figure V-8) :

Zone 1 : la température extérieure est élevée tandis que le COP n'augmente pas avec l'augmentation de la température. Ceci est dû au cyclage qui détruit le COP.

Zone 2 : la PAC passe du fonctionnement sans givrage ($T_{\text{ext}} > 7 \text{ °C}$) au fonctionnement avec givrage sur l'évaporateur. Une chute du COP est donc remarquée pour les températures extérieures de moins de 7 °C.

Zone 3 : décroissance continue du COP avec la diminution de la température extérieure, et une deuxième chute forte est présente dans cette zone. Elle est due à l'utilisation de la résistance d'appoint car la PAC ne peut plus assurer le besoin seule.

Zone 4 : décroissance continue du COP jusqu'à la valeur 1, où la résistance thermique assure tout le besoin.

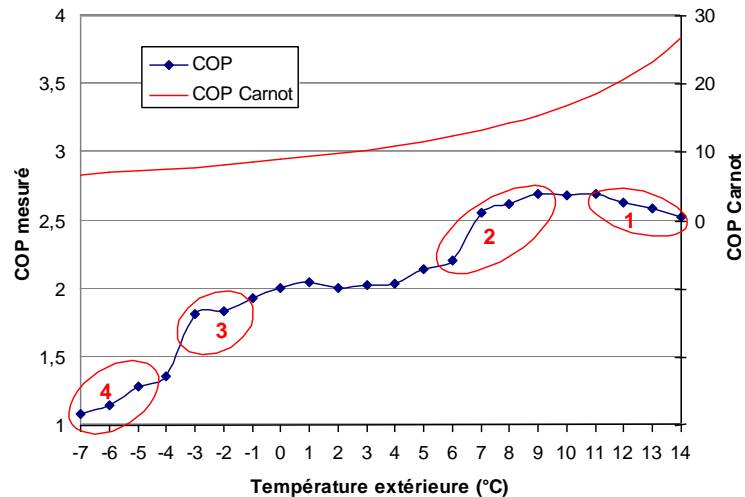


Figure V-8 – COP mesuré d’une PAC air/eau en fonction de la température extérieure [DGUP]

De même, la Figure V-9 montre l'évolution du COP d'une PAC air/air à vitesse variable en fonction de la température extérieure. Cette PAC est dimensionnée pour assurer les besoins aux températures extérieures positives. Le fait marquant de cette courbe est la décroissance du COP pour les températures extérieures élevées. Ceci est à cause de la faible inertie du système et du faible rendement du compresseur à vitesse variable lors du fonctionnement à puissance réduite.

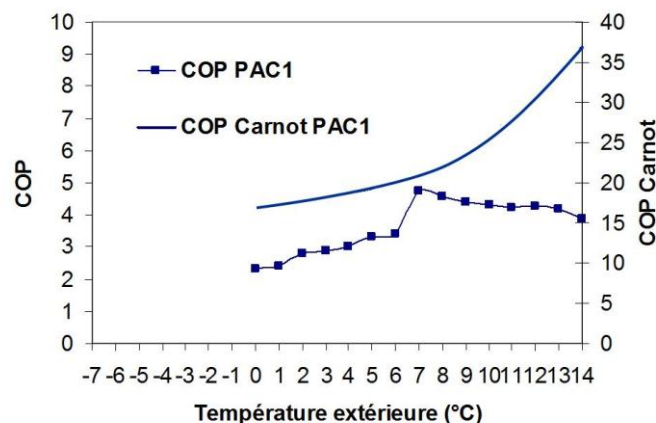


Figure V-9 – COP mesuré d’une PAC air/air en fonction de la température extérieure [DGALN]

III. PAC à condenseur stockeur

III.1 Effacement lors du pic de demande d'électricité

Le premier objectif consistant à effacer le fonctionnement d'une PAC air-air lors des deux heures de pointe, de 18h00 à 20h00, a été accompli comme l'ont montré les chapitres 3 et 4. L'effacement de certains équipements électriques constitue un moyen aval de régulation de l'équilibre offre-demande qui allège les contraintes du système électrique. Il s'agit donc d'étudier les possibilités théoriques de foisonnement et de gestion d'effacements courts et diffus (sur un très grand nombre de sites) pour obtenir, par agrégation, un effet de lissage de la consommation d'électricité, et donc limiter les pointes supportées par le réseau, notamment en période de grand froid.

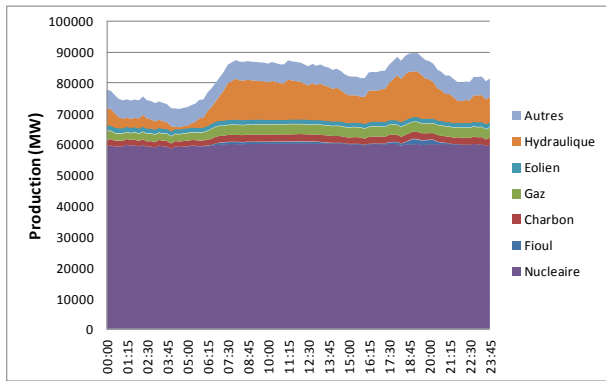


Figure V-10 – Production d'électricité en France durant une journée d'hiver [RTE]

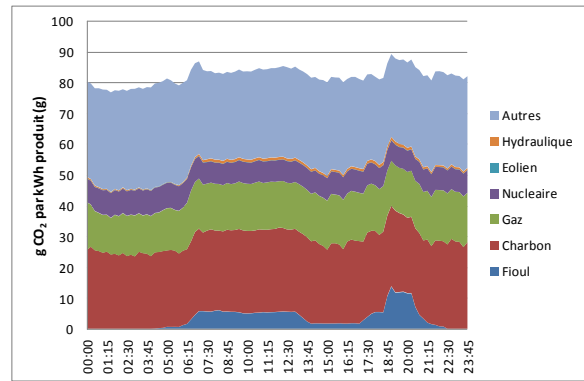


Figure V-11 – Emissions de CO₂ par kWh électrique produit durant un jour d'hiver

En outre, le stockage d'énergie durant les heures creuses et la restitution lors des heures de pointe évite la consommation d'électricité provenant de la production par fioul. Ceci entraîne bien sûr une réduction des émissions de CO₂ de la production d'électricité. La Figure V-10 montre la production d'électricité par type de combustibles ou de renouvelables durant une journée d'hiver. Les émissions de CO₂ montrées Figure V-11 sont calculées sur la base des données RTE France. Ces graphes montrent que la sur-demande entre 18h00 et 20h00 est assurée par une production par fioul. La production de fioul, peut donc être limitée, voire évitée, en aplatissant la courbe de consommation de 16h00 à 20h00. Selon RTE, 1 kWh électrique coûte 800 g de CO₂ s'il est produit par fioul, 360 g par gaz et 0 g par hydraulique. D'où, une PAC capable de stocker 0,8 kWh et de s'effacer entre 18h00 et 20h00 pourra réduire les émissions jusqu'à 320 g de CO₂ par jour. En considérant une valeur moyenne de 160 g sur chaque jour de la saison froide, cet effacement évitera environ 35 kg de CO₂ émis par an.

III.2 Système de stockage gagnant

En général, le stockage d'énergie implique une perte énergétique. Une pompe à chaleur, avec système de stockage optimisé, peut contredire cette hypothèse. En effet cette PAC peut premièrement fonctionner lors des heures les plus favorables de la journée pour stocker l'énergie de l'effacement. La température extérieure est normalement à son pic entre vers 15h00. L'énergie nécessaire à l'effacement peut être stockée durant ces heures-là. Le gain peut être accru lorsque la température extérieure est suffisamment haute dans l'après-midi pour éviter le cycle de givrage et dégivrage. Lors de la phase de stockage, la PAC travaille avec des puissances plus grandes et elle ne cycle pas, ce qui élimine les pertes dues au cyclage. Ces effets sont détaillés et quantifiés dans les paragraphes suivants.

Par contre, la pénalisation énergétique potentielle est associée au fait que la fusion du matériau s'effectue grâce à une température de condensation supérieure à la température de restitution de la chaleur par le matériau à changement de phase. D'après les essais effectués sur la PAC à stockage, une température de condensation de 35 °C est suffisante pour assurer une température de soufflage d'air supérieure à 26 °C en pleine charge en régime chauffage simple (sans stockage). Le stockage commence en permettant à la température de condensation de monter au-delà de 35 °C. Lors de cette phase, la température de condensation peut être limitée à 40 °C par la fusion du MCP. Basé sur les essais effectués, la pénalité sur le COP associée à la fusion du MCP est due à l'augmentation moyenne de la température de condensation de 2,5 °C. La Figure V-12 montre l'effet de cette augmentation sur le COP en fonction de la température extérieure. Un pincement de 5 °C est considéré sur l'évaporateur, et un rendement global de 50 % sur le compresseur. Cette perte va de 4 % à 8 % pour une température extérieure allant de -10 °C à 14 °C.

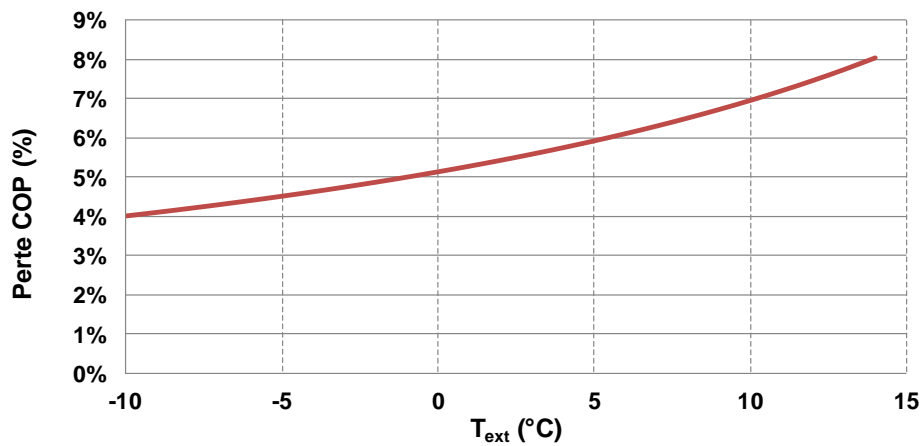


Figure V-12 – Pertes sur le COP lors du stockage

III.2.1 Stockage lors des heures les plus favorables

La vitesse de la formation du stock dépend du besoin et de la puissance calorifique générée par la PAC durant cette phase. Plus le besoin est grand, plus le stockage va durer longtemps. La durée de déstockage dépend uniquement du besoin durant cette phase. Afin d'évaluer les pertes (positives ou négatives) dues au stockage par rapport à un système simple, il faut comparer l'efficacité des deux systèmes tout le long de ces deux phases. Durant la première phase, la PAC avec stockage perd entre 4 % et 8 % sur le COP (Figure V-12). Si la température extérieure durant le déstockage reste la même que celle durant le stockage, le COP de la PAC simple sans stockage sera toujours supérieur à celui de la PAC avec stockage. Or dans la réalité, durant une journée d'hiver, la température externe atteint son pic vers 15h00 et baisse au fur et à mesure que le soir arrive. Donc la température extérieure lors du stockage est généralement plus élevée que celle lors du déstockage. La Figure V-13 donne la perte sur le COP entre le cas de condensation à 35 °C et un autre à 37,5 °C avec un écart de température extérieure allant de -1 °C à -4 °C entre le premier (PAC simple) et le deuxième cas (PAC avec stockage). Ce graphe montre que pour un écart de 4 K sur la température extérieure, la PAC simple perd entre 4 % et 8 % durant le déstockage. Pour cet écart, les deux PAC offrent théoriquement un COP égal, ce qui n'est pas le cas pratiquement (le cas pratique sera analysé dans les paragraphes suivants). La perte totale du COP due au stockage est calculée par la formule suivante :

$$Perte_{tot} = \frac{\tau_{Stock} Perte_{Stock} + \tau_{Destock} Perte_{Destock}}{\tau_{Stock} + \tau_{Destock}} \quad (\text{Eq. V-1})$$

Afin de calculer la perte totale, la température extérieure journalière a été moyennée sur toute la saison de chauffage et présentée Figure V-14. En considérant par exemple un stockage entre 16h00 et 18h00, suivi d'un déstockage de 18h00 à 20h00, la différence de température moyenne entre ces deux phases sera de 1,5 °C. D'où la perte totale sera entre 1 % et 3 %. Plus le besoin est élevé, plus le temps de charge est long, plus le temps de décharge est court. Ce cas est le plus pénalisant pour la PAC avec stockage, vu qu'elle fonctionne plus longtemps pour charger, et d'autre part la différence de température est minimale. En prenant le cas de besoin minimal, la PAC stockera l'énergie sur une durée minimale, et déchargera durant une durée maximale. La température moyenne durant la décharge sera plus faible, ce qui est gagnant pour la PAC à stockage.

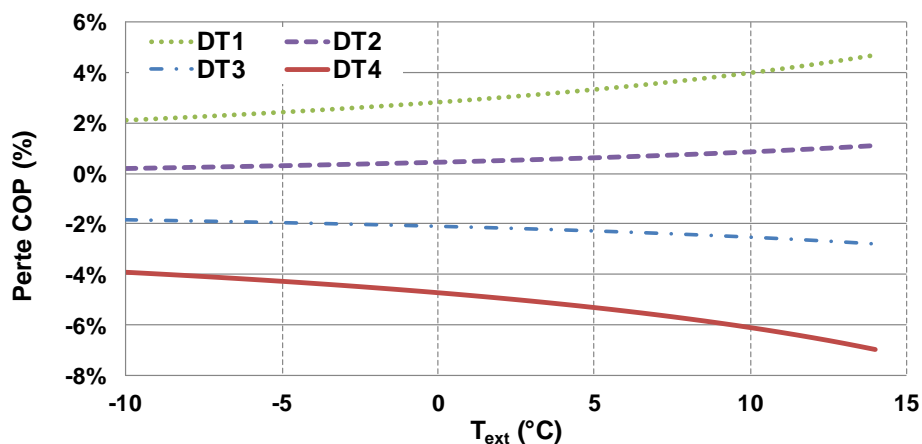


Figure V-13 – Pertes sur le COP pour plusieurs valeurs d'écart de températures lors de la production et de la restitution du stockage

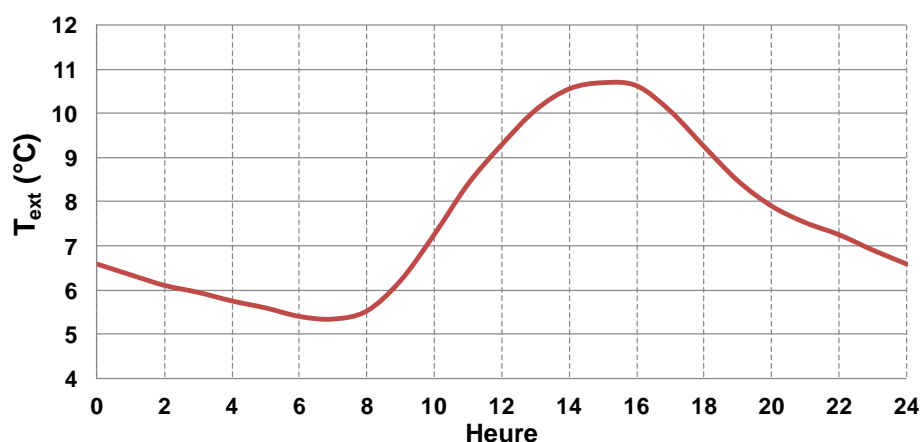


Figure V-14 – Température moyenne horaire durant la saison de chauffage

III.2.2 Limitation des cycles de givrage/dégivrage

Un deuxième effet pouvant réduire les pertes dues au stockage est la limitation des cycles de givrage/dégivrage et cela vient du fait que la PAC avec stockage fonctionne moins de temps qu'une PAC simple. Même si la durée de ces cycles dépend de la puissance au niveau de l'évaporateur, l'effet majeur de destruction du COP reste le processus de dégivrage. Donc un fonctionnement plus court, veut dire moins de processus de dégivrage et par suite une réduction de l'effet de givrage. En outre, il se peut que la période de stockage se déroule lorsque la température extérieure est supérieure à la limite de givrage, et que cette température chute lors du déstockage au-dessus de cette limite. En revenant à la Figure V-6, l'effet de givrage/dégivrage conduit à une perte de COP qui se situe entre 6 % et 15 %. Le stockage évite quelques points perdus par cet effet durant les températures extérieures inférieures à 7 °C. De plus, le dégivrage avec un condenseur stockeur est plus efficace que dans le cas d'un simple condenseur. Ceci est détaillé dans le paragraphe suivant.

III.2.3 Limitation de la fréquence de cyclage de la PAC

Durant la phase de stockage, la PAC fonctionne avec une charge plus importante que celle nécessaire au besoin. D'où lorsque ce dernier est faible, une PAC simple fonctionne en régime cyclé, ce qui conduit à une dégradation du COP qui est de l'ordre de 20 %. Ce gain est plus flagrant quand la température externe est plus élevée. Il se peut que la PAC avec

stockage fonctionne aussi en régime cyclé, mais la fréquence de cyclages sera bien moins importante que celle d'un PAC simple.

III.2.4 Effacement par chauffage des parois

Les systèmes actuels d'effacement associés au chauffage du bâtiment consistent à utiliser son inertie, c'est-à-dire à chauffer les parois à un niveau suffisant pour maintenir le confort durant les heures de pic d'électricité. En faisant ainsi, la température du bâtiment sera plus élevée que la moyenne, ce qui augmentera les déperditions vers l'extérieur. Ceci revient à augmenter les besoins et donc ce système est moins efficace que l'effacement par stockage dans le condenseur.

III.3 Avantages de la PAC avec stockage

La description des irréversibilités décrites des PAC simples pour les différentes occurrences de température et des PAC avec stockage au condenseur amène à intégrer l'inertie dans la régulation des PAC à stockage, pas seulement pour l'effacement, mais pour un fonctionnement énergétiquement plus efficace.

Dans cette section, la PAC à stockage thermique sera comparée avec deux PAC. La première est une PAC air/eau comportant un compresseur à vitesse fixe et la deuxième une PAC air/air comportant un compresseur à vitesse variable.

III.3.1 Régime cyclé avec grande inertie thermique

La PAC avec stockage thermique par chaleur latente limite le cyclage lors des faibles besoins thermiques. Cette PAC peut profiter d'une partie ou même de la totalité de l'inertie thermique des MCP intégrés dans l'échangeur pour augmenter la durée des cycles et limiter l'augmentation de la température de condensation. En effet, lors du chauffage à charge partielle, l'air absorbe du condenseur stockeur la quantité suffisante de chaleur pour assurer le besoin, et l'énergie produite restante sera stockée dans l'échangeur.

De plus, une particularité de certaines paraffines n'a pas été exploitée dans nos modélisations ni dans la stratégie de régulation, à savoir que la chaleur latente de fusion se fait sur un écart de températures qui peut être géré par fusion partielle et non par fusion totale. En effet, la fusion partielle s'effectue à un niveau de température moyen inférieur au niveau de température de la température de fusion totale.

Une DSC a été effectuée sur un échantillon de 405 mg de la paraffine M37 sur un cycle de chauffage/refroidissement. La Figure V-15 montre l'évolution de la température de la M37, en fonction de l'enthalpie lors du chauffage et du refroidissement, obtenue par DSC. Ce graphe montre que, quand cette paraffine est chauffée de 32 °C à 35 °C, elle absorbe environ 100 J.g⁻¹ et 200 J.g⁻¹ en chauffant jusqu'à 37 °C. La quantité d'énergie absorbée est linéaire en fonction de la température. Dans ce qui suit, l'hypothèse considérée sera que l'inertie totale (avec la structure métallique) de l'échangeur entre 32 °C et 35 °C est de 0,4 kWh et de 0,8 kWh entre 32 °C et 37 °C. La température de condensation sera limitée à 38 °C pour stocker la moitié de l'inertie totale et à 40 °C pour stocker la totalité de cette inertie.

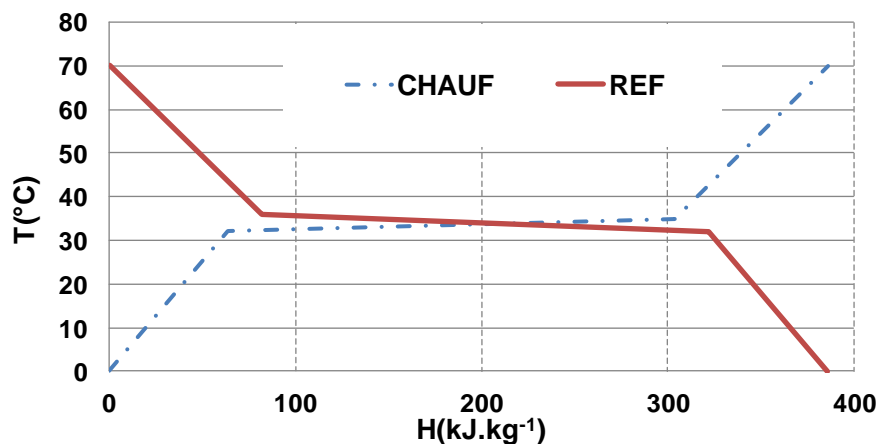


Figure V-15 – Evolution de la température de la M37, en fonction de l'enthalpie lors du chauffage et du refroidissement, obtenue par DSC ajustée

En revenant à l'analyse de l'effet du cyclage des PAC simples à faibles charges thermiques, on rappelle qu'elles sont principalement dues à deux effets :

- le premier est dû à la montée de la température de condensation afin de surchauffer la pièce et de limiter la fréquence des cycles
- le deuxième est dû aux phénomènes dynamiques lors de l'arrêt et du démarrage avant de stabiliser les températures des parois de la PAC et les pressions du fluide.

Le premier effet dépend des limites sur la température de condensation imposées par la régulation. Ces limites peuvent être variables dans une PAC simple afin de limiter le nombre de cycles pour répondre aux besoins thermiques les plus faibles. Le deuxième effet dépend principalement de la fréquence du cyclage. Le COP est d'autant plus pénalisé que le nombre de cycles est élevé. L'hypothèse prise sera de considérer que les cinq premières minutes de chaque démarrage concentrent les pertes dynamiques.

III.3.2 Réduction de l'effet de givrage

Un fonctionnement en régime cyclé réduit le temps de fonctionnement de la PAC, donc réduit les cycles de givrage/dégivrage. D'autre part, durant le dégivrage de l'évaporateur, la PAC ne fournit pas de chaleur au bâtiment, ce qui conduit à un inconfort. Dans une PAC air/eau, ce problème est résolu grâce à l'inertie de l'eau. Pour remédier à ce problème, certaines PAC air/air, dont la régulation n'autorise pas la baisse des températures en dessous de 19 °C, surchauffent l'air et les parois du bâtiment avant de procéder au dégivrage. En prenant en compte ce type de régulation, la pénalisation énergétique due au cycle de givrage/dégivrage est supérieure pour les PAC air /air comparativement aux PAC air/eau. Tandis que dans le cas des PAC à forte inertie, il suffit de soustraire le besoin durant le temps de dégivrage de l'inertie stockée. Ceci est possible car cette PAC peut maintenir le confort durant le dégivrage. La grande inertie permet aussi un dégivrage par soufflage de l'air chaud sur l'évaporateur et sans inversion du cycle. Cette option sera étudiée ultérieurement comme option de dégivrage pour la PAC à stockage thermique.

III.3.3 COP saisonnier

Disposant de tous ces éléments, le COP thermodynamique peut être calculé sur toute la plage de besoins et températures extérieures pour les trois PAC : air/eau vitesse fixe, air/air vitesse variable et PAC stockage vitesse fixe. Un modèle a été développé sur VBA permettant de prendre en compte les irréversibilités des PAC selon la température extérieure et les besoins de chauffage afin de calculer le COP thermodynamique en fonction donc de la température extérieure et du besoin. Dans le cas où la PAC ne peut plus assurer le besoin, il est considéré que la différence est assurée par une résistance électrique. En reprenant les

mêmes paramètres des PAC testés dans [DGUP] et [DGALN], le modèle donne une courbe de variation de COP similaire à celle obtenue en expérimentation (Figure V-16 et Figure V-17). Pour les températures extérieures élevées, le contrôle de la PAC air/eau autorise une grande surchauffe de l'eau pour limiter la fréquence du cyclage. Ceci justifie l'allure décroissante de la courbe réelle qui est différente de celle donnée par le modèle.

La Figure V-17 montre que cette PAC air/air n'est pas adaptée au besoin sollicité. Le modèle calcule le COP thermodynamique ne prenant pas en compte la consommation des auxiliaires. Il est clair qu'une pompe d'une PAC air/eau consomme plus d'énergie qu'un ventilateur d'une PAC air/air.

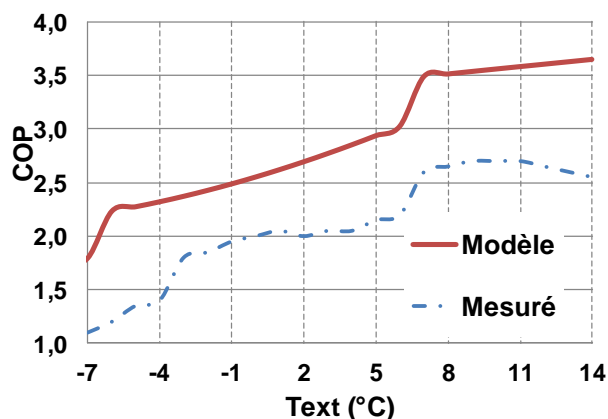


Figure V-16 – COP mesuré et modélisé d'une PAC air/eau en fonction de la température extérieure

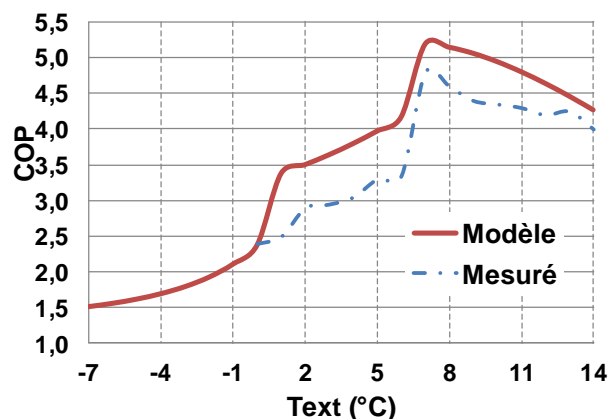


Figure V-17 – COP mesuré et modélisé d'une PAC air/air en fonction de la température extérieure

On remarque sur les deux figures, Figure V-16 et Figure V-17, et que les hypothèses choisies pour la modélisation de la PAC air-eau d'une part et de la PAC air/air à compresseur à vitesse variable donnent des COP supérieurs aux COP mesurés. Ces hypothèses plus favorables correspondent à des machines mieux conçues.

Les hypothèses considérées sont :

- le rendement global nominal des compresseur égal à 0,5 ; il suit la courbe de la Figure V-4 pour le compresseur à vitesse variable
- l'écart de température entre la température extérieure et la température d'évaporation est de 5 K
- la PAC avec stockage utilise la totalité de l'inertie du condenseur lors du cyclage
- la température de condensation pour les systèmes à air est de 35 °C et pour le système à eau de 40 °C
- cette température augmente jusqu'à 5 K lors du cyclage
- la puissance électrique du compresseur de la PAC à eau est de 220 W, celle de la PAC à stockage de 200 W
- la puissance nominale du compresseur à vitesse variable est de 110 W et varie entre 55 W et 220 W
- le condenseur stockeur admet une inertie de 800 Wh, le circuit d'eau de la PAC air/eau admet une inertie de 160 Wh, et le condenseur de la PAC air/air admet une inertie de 20 Wh.

En considérant les mêmes sollicitations et en optimisant les puissances des compresseurs, la Figure V-18 montre le COP thermodynamique des trois PAC à comparer : PAC air/eau vitesse fixe, PAC air/air vitesse variable et PAC stockage (vitesse fixe).

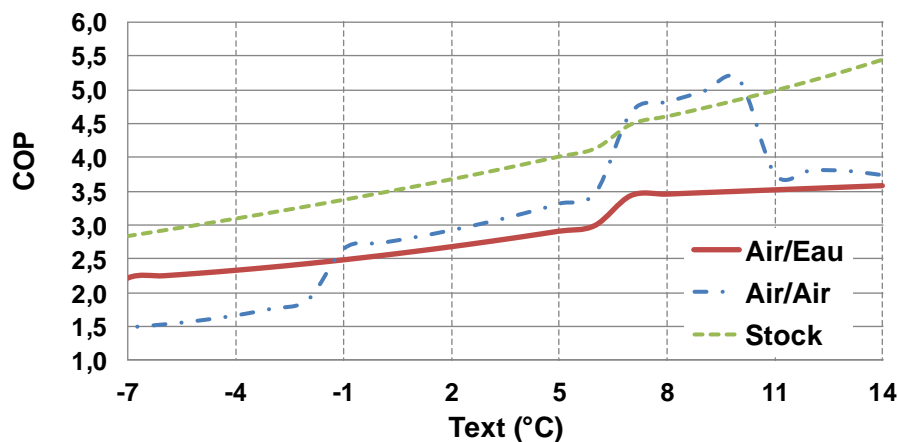


Figure V-18 – COP thermodynamiques obtenus par le modèle pour les trois PAC en fonction de la température extérieure

Le COP de la PAC à stockage augmente toujours en fonction de la température extérieure. Ceci prouve que l'inertie de son condenseur permet un fonctionnement en très longs cycles et permet de découpler la production de la chaleur de la consommation. Ce COP est légèrement affecté par l'effet du givrage du fait de la réduction du temps de marche.

La PAC air/eau présente une allure proche de la PAC avec stockage, puisqu'elle admet une inertie non négligeable qui permet de réduire l'effet de cyclage et de givrage.

Par contre, la présence d'une boucle intermédiaire (eau) entre le condenseur et l'air, augmente l'écart entre les températures d'évaporation et de condensation, ce qui affecte négativement le COP.

La PAC air/air ayant une inertie très faible, fonctionne en cyclage à haute fréquence pour les températures extérieures élevées, ce qui détruit son COP. Pour les T_{ext} entre 7 °C et 10 °C, elle présente le COP le plus élevé des trois PAC. Dans cette zone, elle fonctionne en continu à puissance réduite, et elle n'est pénalisée que par la diminution du rendement du compresseur. Une chute importante du COP est présentée pour T_{ext} à 7 °C. En effet, le fonctionnement en continu augmente le nombre de cycles de givrage, et d'autre part oblige la PAC à fournir une surpuissance afin de ne pas créer un inconfort lors du dégivrage. Au-dessous de 7 °C, le COP décroît légèrement avec la baisse de la température extérieure, jusqu'à atteindre la température d'équilibre où le besoin sera égal à la puissance calorifique maximale de la PAC. En dessous de cette température, le COP est fortement affecté par l'utilisation d'un appoint de chauffage. Cette PAC est la seule ici à utiliser un appoint, ce qui limite sa surpuissance pour les faibles besoins.

Pour les températures extérieures élevées, le COP de la PAC air/air est fortement affecté par la haute fréquence de cyclage. Il est presque égal à celui de la PAC air/eau qui fonctionne à des températures de condensation plus élevées.

Les Figure V-19, Figure V-20 et Figure V-21 montrent les valeurs du COP thermodynamique pour les trois types de PAC pour les températures extérieures allant de -7 °C à 14 °C et un besoin allant de 1 W à 750 W. Ce type de tableau permet d'utiliser des analyses statistiques de la variation des besoins pour les différentes températures extérieures.

Il est clair que pour la même température extérieure, le COP de la PAC air/eau est affecté par le besoin. Le graphe montre aussi la chute due à l'effet du givrage pour T_{ext} au-dessous de 7 °C.

		Air/Eau																					
Besoin (W)	750	2,5	2,5	2,6	2,7	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	4,0	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6
	700	2,2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,9	4,0	4,1	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5
	650	2,2	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,3	4,4
	600	2,3	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,8	3,9	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
	550	2,3	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,7	3,8	3,9	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3
	500	2,3	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,7	3,7	3,8	3,9	4,0	4,0	4,1	4,2
	450	2,3	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,6	3,7	3,7	3,8	3,9	3,9	4,0	4,1
	400	2,3	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,5	3,6	3,6	3,7	3,8	3,9	3,9	4,0
	350	2,2	2,3	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,4	3,5	3,6	3,6	3,7	3,8	3,9	3,9
	300	2,2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	3,4	3,4	3,5	3,5	3,6	3,7	3,8	3,8
	250	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,3	3,3	3,4	3,5	3,5	3,6	3,7	3,7
	200	2,2	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,7	2,8	3,2	3,2	3,3	3,4	3,4	3,5	3,6	3,6
	150	2,1	2,2	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	3,1	3,2	3,2	3,3	3,3	3,4	3,5	3,5
	100	2,1	2,1	2,1	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7	3,0	3,1	3,1	3,2	3,2	3,3	3,4	3,4
	50	2,1	2,1	2,1	2,1	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,7	2,9	3,0	3,0	3,1	3,1	3,2	3,3	3,3
	1	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,8	2,9	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,2
			-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		Text (°C)																					

Figure V-19 – COP thermodynamique obtenu par le modèle pour la PAC air/eau

Le COP de la PAC air/air met en évidence une zone de fonctionnement optimale, qui est celle de fonctionnement en continu entre les puissances minimale et maximale du compresseur. En dehors de cette zone, le COP est fortement pénalisé par le cyclage (besoins faibles) et par l'appoint de chauffage (besoins élevés). Une forte sensibilité à l'effet de givrage est aussi clairement identifiable.

		Air/Air																					
Besoin (W)	750	1,4	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,8	1,8	2,0	2,1	2,3	2,6	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	700	1,5	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,3	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	650	1,5	1,6	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,3	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	600	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,2	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	550	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	500	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	450	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	400	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	350	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	300	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
	250	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	4,7	4,8	5,0	5,1	3,7	3,9	4,0	4,1
	200	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	3,3	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9
	150	2,4	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	2,2	2,3	2,4	3,1	3,1	3,2	3,3	3,3	3,4	3,5	3,6
	100	1,7	1,7	1,7	1,7	1,8	1,8	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,3	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,1
	50	1,5	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7
	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,9	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1
			-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		Text (°C)																					

Figure V-20 – COP thermodynamique obtenu par le modèle pour la PAC air/air

Le COP de la PAC à stockage montre une légère sensibilité au besoin et à l'effet du givrage.

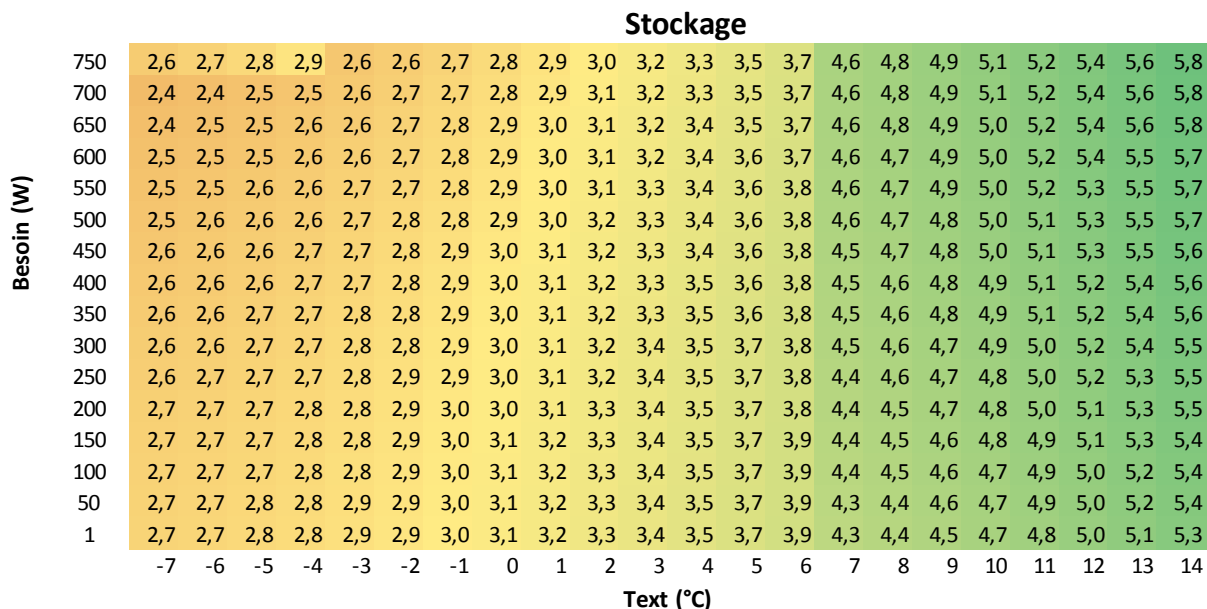


Figure V-21 – COP thermodynamique obtenu par le modèle pour la PAC avec stockage

Les besoins obtenus par les simulations de la maison « Mozart passive » sont utilisés pour calculer le COP saisonnier. La Figure V-22 montre les 30 200 occurrences de besoin en fonction de la température extérieure avec un pas de temps de 10 minutes durant toute la saison de chauffe.

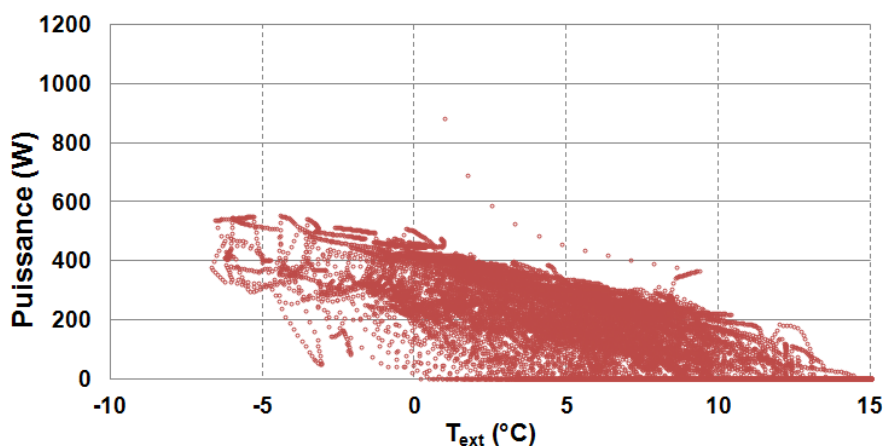


Figure V-22 – Variation des besoins de la maison en fonction de T_{ext} durant la saison de chauffe

En affectant les valeurs du COP aux données du besoin et de température extérieure durant la saison de chauffe, les COP thermodynamiques saisonniers de la maison sont présentés Tableau V-1.

Tableau V-1 – COP thermodynamique saisonnier des trois PAC			
PAC	Air/eau	Air/air	Avec Stockage
COP	2,87	3,13	3,79

Ce tableau montre que la PAC à stockage intégré au condenseur permet un gain potentiel de 32 % et de 21 % sur le COP thermodynamique comparativement à une PAC air/eau et une PAC air/air respectivement. En outre une PAC air/air surchauffe l'air ambiant et les

parois afin de limiter le cyclage. Ceci conduit à l'augmentation des déperditions, donc l'augmentation des besoins, qui ne sont pas prises en compte dans le modèle.

La PAC avec stockage permet un effacement durant les heures de pic de demande d'électricité, et donc émet moins de CO₂ qu'une PAC simple. Elle offre un confort thermique continu grâce à la grande inertie de son condenseur. Elle peut utiliser un compresseur à vitesse fixe facile à contrôler et plus fiable. Elle présente un COP saisonnier potentiellement plus élevé que les autres technologies.

Le Tableau V-2 présente les différentes valeurs du COP thermodynamique saisonnier en variant les hypothèses suivantes : le rendement du compresseur, l'inertie du condenseur, la portion de l'inertie utilisée et l'écart entre la température extérieure et la température d'évaporation.

Tableau V-2 – Etude de sensibilité du COP

Cas	Rendement compresseur (-)	Inertie du condenseur (Wh)	Portion utilisée (%)	Ecart évaporation (K)	COP saisonnier (-)
1	0,5	800	100	5	3,79
2	0,4	800	100	5	3,05
3	0,7	800	100	5	5,20
4	0,8	800	100	5	5,88
5	0,5	400	100	5	3,62
6	0,5	1600	100	5	3,89
7	0,5	800	50	5	3,61
8	0,5	800	100	3	4,02
9	0,5	800	100	7	3,59

Le cas de référence est celui pour un compresseur de rendement de 0,5, un condenseur d'inertie de 800 Wh qui est utilisée entièrement durant le cyclage et un écart de températures de 5 K sur l'évaporateur. Le COP de cette PAC peut atteindre 5,88 pour un compresseur de rendement global de 0,8. D'autre part, le COP baisse de 0,17 en divisant la quantité de stock par deux, et augmente de 0,9 en doublant l'inertie. Ce COP baisse aussi dans le cas où la PAC n'utilise que la moitié du stockage thermique de son condenseur, même si la limite de la température de condensation est plus basse, l'effet de cyclage reste dominant. L'efficacité de l'évaporateur est représentée par l'écart entre la température extérieure et la température d'évaporation. La variation 1 K de cet écart entraîne une variation du COP de l'ordre de 0,1.

Ce système peut aussi être amélioré en l'intégrant dans un système de ventilation double flux. Ce système permet de récupérer la chaleur de l'air rejeté, ce qui réduit les besoins. Or, le COP de cette PAC n'est quasiment pas affecté par le besoin, le gain de la récupération ne sera pas pénalisé. D'autre part, ayant une grande inertie, cette PAC peut profiter du système de dégivrage par soufflage d'air chaud sans créer un inconfort dans le bâtiment. En tenant compte de ces deux effets (15 % de puissance récupérée), le COP thermodynamique saisonnier peut atteindre **4,7** pour les mêmes paramètres que le cas de référence.

IV. Conclusions

Le problème majeur des systèmes de PAC pour le secteur résidentiel est que la puissance calorifique générée est plus faible lorsque la température extérieure est plus basse, à cause de l'augmentation de l'écart entre les températures de condensation et d'évaporation. Les PAC sont dès lors surdimensionnées pour l'ensemble des occurrences de température et de besoins hors le point nominal.

Les besoins de chauffage d'un logement BBC sont fortement aléatoires du fait qu'ils sont fortement affectés par les apports internes et les apports solaires, ce qui rend l'adaptation entre puissance thermique générée et besoins plus complexe.

Plusieurs solutions sont disponibles sur le marché, comme le fonctionnement en régime cyclé et les compresseurs à vitesse variable. Ces solutions ont un effet négatif sur le COP. Ces effets ont été évalués en fonction de la température extérieure et des besoins.

L'effet des cycles givrage/dégivrage sur le COP a été évalué en fonction de la température extérieure.

Le cycle stockage/déstockage thermique dans la PAC à stockage peut conduire à un gain énergétique en bénéficiant de la possibilité de stockage lors des heures les plus favorables de la journée. Ce cycle est gagnant à partir de 2 °C de différence sur la température extérieure durant le stockage et celle durant le déstockage. En outre ce cycle permet de réduire le temps de fonctionnement de cette PAC, ce qui limite les pertes dues aux cycles givrage/dégivrage et surtout aux marches/arrêts du régime cyclé à faible charge thermique.

La grande inertie du condenseur stockeur permet de réduire le temps de fonctionnement de cette PAC et de limiter ainsi les pertes dues aux cycles givrage/dégivrage et marche/arrêt du régime cyclé.

Un modèle permettant de simuler le COP réel d'une PAC a été développé en prenant en compte tous les effets pratiques lors de son fonctionnement. Ce modèle a été validé par comparaison à des travaux expérimentaux disponibles dans la littérature. Ce modèle a prouvé la réduction de l'effet de variation des besoins et de l'effet de givrage sur le COP de la PAC à stockage.

La PAC à stockage thermique au condenseur présente une amélioration du COP thermodynamique saisonnier entre 20 et 30 % par rapport au COP d'une PAC air/air à vitesse variable et d'une PAC air/eau. Le COP thermodynamique saisonnier de la PAC à stockage à Trappes peut atteindre 5,88 en adaptant la bonne quantité de stockage et un compresseur de rendement égal à 0,8.

Conclusions et Perspectives

Le chauffage domestique a une grande influence sur la demande d'électricité surtout aux heures de pointe durant l'hiver. D'où l'idée d'intégrer un système de stockage thermique journalier dans les pompes à chaleur qui, si cette technologie est utilisée massivement pour le chauffage domestique, permettra alors de réduire le pic de demande électrique entre 18 et 20h00 et cela en décalant le temps de production de celui de consommation.

Le système PAC avec stockage intégré au condenseur n'est pas forcément moins efficace qu'une PAC sans stockage. Ceci est dû au fait que les heures creuses de demande d'électricité, qui sont bien sûr les heures les plus favorables pour un fonctionnement en mode stockage de la PAC, correspondent aux heures pendant la journée aux heures où la température extérieure est la plus élevée et donc où le COP de la PAC est potentiellement le plus élevé. Au chapitre 5, des simulations réalistes ont montré l'impact du stockage/déstockage sur l'efficacité énergétique de la PAC pour différents scénarios de régulation et différentes journées types.

La réglementation thermique française, dite RT 2012, impose une consommation en énergie primaire de $50 \text{ kWh}_{\text{EP}} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ pour couvrir les cinq besoins (chauffage, Eau Chaude Sanitaire, ventilation, climatisation et éclairage) des logements neufs. Une maison Mozart de 100 m^2 habitables, conçue pour respecter la RT 2012, nécessitera entre 24 et $36 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ en énergie finale pour le chauffage, selon les scénarios et les températures de consigne considérés. Le jour le plus froid a été identifié comme le jour ayant les besoins les plus élevés entre 18h00 et 20h00 (les heures d'effacement).

L'effacement entre 18h00 et 20h00 peut être réalisé avec une PAC stockant 800 Wh apte à déstocker une puissance de 400 W en continu. Bien sûr, cet effacement pourra durer plus longtemps pour les besoins thermiques plus faibles.

Le stockage thermique par chaleur latente peut être obtenu par des transformations solide-solide, solide-liquide, solide-gaz et liquide-gaz. Le changement de phase adapté à l'effacement d'une pompe à chaleur est celui de la transition solide-liquide grâce à la quantité de chaleur délivrée et avec changement de volume acceptable lors de cette transformation.

Le processus de fusion et de solidification dépend de la nature et de la composition du MCP.

Les critères de choix d'un MCP sont des critères chimiques (corrosion, dilatation/rétractation, dénaturation), thermodynamiques et thermiques (capacité calorifique, chaleur latente, conductivité thermique, diffusivité thermique), de cinétique de changement de phase (vitesse de changements de phase, hystérésis) et économiques.

Les MCP peuvent être classés en trois grandes familles selon leurs natures chimiques : organiques, inorganiques et présentant un point d'eutexie. Les propriétés de deux MCP d'une même famille sont semblables.

La calorimétrie différentielle à balayage avec ajustement des propriétés par méthode inverse permet d'évaluer la chaleur latente, les températures de fusion et de solidification et les

glissements de température lors de la transformation avec plus grande précision. Elle permet aussi d'évaluer l'hystérésis du matériau.

Le phénomène de changement de phase est généralement modélisé en thermique par deux types de méthodes : analytique et numérique. La première est rapide mais n'est utile que dans des cas simples. La méthode numérique est générique et s'applique, y compris à des géométries complexes.

Dans cette thèse, une méthode numérique par volumes finis a été développée, basée sur la forme enthalpique de l'équation de l'énergie. Le modèle de changement de phase développé est connecté à d'autres modèles pour former le système global afin de concevoir l'échangeur stockeur et le système PAC.

Le condenseur stockeur est l'élément clé de la pompe à chaleur intégrant un stockage thermique. Cet échangeur est le siège de l'échange entre les trois « matériaux actifs » du système : le fluide frigorigène, l'air ambiant et le matériau de stockage.

Cet échangeur doit être capable de stocker 800 Wh et de décharger une puissance thermique maximale de 400 W pour assurer l'effacement de la PAC entre 18h00 et 20h00.

La modélisation des échangeurs a été réalisée sur Dymola. Plusieurs structures ont été modélisées et testées.

La géométrie des tubes insérés dans des tubes donne des résultats satisfaisants au niveau de la répartition des flux thermiques. Par contre, elle présente un problème de compacité, mais elle peut être prometteuse en apportant des améliorations de conception.

La géométrie tubes entre plaques a aussi donné des résultats satisfaisants au niveau de la répartition des flux thermiques avec des améliorations limitées au niveau de la compacité par rapport à la géométrie tube dans tube.

Le facteur qui a le plus grand impact sur l'efficacité d'un échangeur avec stockage par chaleur latente, est la conductivité thermique du MCP. Une bonne structure est obtenue lorsque les surfaces d'échange sont dimensionnées de sorte à équilibrer les trois conductances surfaciques.

L'échangeur stockeur étant le siège de transfert thermique entre trois matériaux actifs (air, MCP et fluide frigorigène), sa structure doit assurer l'équilibre des trois conductances afin de limiter les écarts de températures. L'efficacité et même la rentabilité de cette PAC dépendent de ces écarts de températures.

Un banc d'essais a été construit afin de tester l'échangeur stockeur et la PAC complète.

Un échangeur de première génération, qui est une amélioration de la géométrie tube dans tube, a été conçu, modélisé, construit et testé. Les résultats des simulations sont conformes aux résultats expérimentaux.

L'échangeur « première génération » est capable de stocker la quantité d'énergie et décharger la puissance nécessaire. Par contre, il fonctionne à des débits de soufflage très élevés et des températures de sorties relativement basses. De plus, il est volumineux.

Un échangeur de deuxième génération a été conçu et construit. Il est considéré comme premier prototype puisqu'il vérifie complètement le cahier des charges d'un bon échangeur stockeur.

Le prototype a été testé et validé sur le banc d'essais sur tous les régimes de fonctionnement : charge, décharge et chauffage.

La PAC intégrant un stockage par chaleur latente a été conçue. La prochaine étape sera d'étudier son comportement in situ lors d'une saison complète et de valider la stratégie de contrôle tirant partie de l'inertie pour conclure sur son efficacité énergétique par rapport à une PAC sans condenseur stockeur.

Le problème majeur des systèmes de PAC résidentielles est que la puissance calorifique générée baisse lorsque la température extérieure elle-même baisse, et ce comportement thermodynamiquement fatal est contradictoire avec l'accroissement du besoin de chauffage avec cette baisse de la température extérieure. Ceci entraîne de fait un surdimensionnement des PAC lorsque les besoins thermiques sont plus faibles que le point nominal de conception.

De plus, les besoins de chauffage dans une maison BBC sont fortement variables et aléatoires du fait qu'ils sont affectés par les comportements des occupants, les apports internes et les apports solaires, ce qui rend l'adaptation entre puissance thermique générée et besoins plus complexe.

Les régulations des PAC sont délicates à mettre au point et la perte d'efficacité énergétique à faible charge thermique est notable, même avec des PAC à vitesse variable. Ces solutions ont un effet négatif sur le COP. Ces effets ont été évalués en fonction de la température extérieure et des besoins.

L'effet des cycles givrage/dégivrage sur le COP a été évalué en fonction de la température extérieure.

Le cycle stockage/déstockage thermique dans la PAC à stockage peut conduire à un gain énergétique en bénéficiant de la possibilité de stockage lors des heures les plus favorables de la journée (températures d'air extérieur plus élevées). Le fonctionnement en mode stockage est énergétiquement gagnant dès que la différence de températures entre le mode stockage et déstockage est supérieure à 2 K. En outre, ce cycle permet de réduire le temps de fonctionnement de cette PAC qui peut limiter les pertes dues aux cycles givrage/dégivrage et aux cycles marche/arrêt du régime cyclé, du fait que la grande inertie du condenseur stockeur permet d'accroître le temps de fonctionnement en régime permanent stable.

Un modèle permettant de simuler le COP réel de PAC air/eau, air/air et air/air avec stockage au condenseur a été développé en prenant en compte les irréversibilités associées au niveau de température extérieure. Ce modèle a été validé par comparaison à des travaux expérimentaux disponibles dans la littérature scientifique.

Ce modèle a prouvé la réduction de l'effet de variation des besoins et de l'effet de givrage sur le COP de la PAC à stockage.

La PAC à stockage présente une amélioration du COP thermodynamique saisonnier entre 20 et 30 % respectivement par rapport au COP d'une PAC air/air à vitesse variable et une PAC air/eau.

Le COP thermodynamique saisonnier de la PAC à stockage à Trappes peut atteindre 5,2 en adaptant la bonne quantité de stockage et un compresseur de rendement égal à 0.7, ce qui est un rendement atteignable.

Vu les avantages du fonctionnement en régime permanent continu d'une PAC, un système de stockage améliore le COP saisonnier. Cette PAC devra comporter un échangeur capable de stocker une chaleur suffisante pour assurer le besoin pendant des durées de 2 à 4 heures, voire plus. Plusieurs stratégies seront à étudier. La première stratégie serait de produire le stock durant la nuit où la demande d'électricité est faible et les tarifs de l'électricité aussi. Cette stratégie est pénalisée par le niveau de température extérieure lors

du fonctionnement de la PAC en mode stockage, car la température moyenne de nuit est inférieure à la moyenne diurne. La deuxième stratégie consiste à stocker l'énergie durant le pic de température extérieure qui se situe entre 12h00 et 15h00. D'où la chaleur est produite avec le plus haut COP possible. La troisième stratégie sera de sous-dimensionner le compresseur et de le faire fonctionner plus longtemps à faible puissance.

Un condenseur stockeur est aussi un réservoir de chaleur où des chaleurs peuvent être récupérées d'autres sources, comme la chaleur solaire. Un quatrième fluide pourra alors être mis en œuvre avec les trois compartiments principaux de l'échangeur stockeur. Ce quatrième fluide peut être un caloporteur venant de capteurs solaires.

Un système de stockage à plus grande échelle peut être exploité aussi, le stockage saisonnier. Il consiste à produire la chaleur durant l'été, et la stocker dans un réservoir à MCP. Cette chaleur stockée sera utilisée pour chauffer le bâtiment durant l'hiver. La PAC ne fonctionnera que durant l'été avec un COP très élevé. De plus, la chaleur absorbée par l'évaporateur durant la charge pourra être utilisée pour climatiser le bâtiment durant l'été.

L'ensemble de ces solutions et leurs combinaisons constituent le futur des stockages d'énergie thermiques froide ou chaude qui vont modifier nos schémas d'utilisation des énergies thermiques et électrique.

Références bibliographiques

- [ABD82] M.A. ABDOLLY, D. RAPP, Theoretical and experimental numerical studies of stratified thermocline storage hot water, *Energy Convers. Manage.* 23 (1982) 275.
- [ABH78] Abhat, A., 1978, "Investigation of physical and chemical properties of phase change materials for space heating/cooling applications", Proc. of the International solar energy congress, New Delhi, India.
- [ABH81] Abhat, A., 1981, " Development of a modular heat exchanger with an integrated latent heat storage", Report No. BMFT FBT 81-050, Germany Ministry of Science and Technology Bonn.
- [ABH83] Abhat, A., 1983, "Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials", *Solar Energy*, 30, 4, 313-331.
- [AGC] AGC – Etude sur l'impact du verre dans le bilan environnemental d'une maison individuelle – www.yourglass.com
- [AGY10] F. Agyenim, N. Hewitt - « The development of a finned phase change material (PCM) storage system to take advantage of off-peak electricity tariff for improvement in cost of heat pump operation » - *Energy and Buildings*, 2010, 42, 1552-1560
- [ALU] www.alusion.com
- [BEN01] E.S. Benta, Estudo experimental e numérico da solidificacao da agua ao redor de tubos curvos, Doctoral Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Sao Paulo, Brazil, 2001.
- [BIG01] G. Bigot, G. – Etude et conception de systèmes air/air inversables utilisant des mélanges à glissement de température – Thèse de doctorat / CEP - Mines ParisTech – 2001.
- [BRI] A. Bricard, D. Gobin – « Transfert de chaleur avec changement de phase solide-liquide » - *Techniques de l'ingénieur* – be8240
- [BRO96] P. BROUSSEAU , M. LACROIX - study of the thermal performance of a multi-layer pcm storage unit - *Energy Convers. Mgmt Vol. 37, No. 5*, pp. 599-609, 1996
- [BUD94] Buddhi, D. and Sawhney, R.L.,1994, "Proc: Thermal energy storage and energy conversion", School of Energy and Environmental Studies, Devi Ahilya University, Indore, India
- [CHA83] A.M.C. CHAN, P.S. SMEREKA, D. GIUSTI - A numerical study of transient mixed convection flows in a thermal storage tank, *J. Sol. Energy Eng.* 105 (1983) 246.
- [CHE99] S.L. Chen, P.P. Wang, T.S. Lee, An experimental investigation of nucleation probability of supercooled water inside cylindrical capsules, *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1999) 299–306.
- [CHL08] F. CHLELA – Développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à basse consommation d'énergie – Thèse de doctorat à l'Université de la Rochelle – 2008
- [CHO00] K. Cho, S.H. Choi, Thermal characteristics of paraffin in a spherical capsule during freezing and melting processes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 3183–3196.
- [CHO70] S.H. Cho, J.E. Sunderland, Phase change of spherical bodies, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13 (1970) 1231–1233.

- [CLA81] CLAUSSE (D.), BABIN (L.) et COMBES (B.). – « Étude par AED du comportement au cours de cycles de refroidissement-réchauffement de microcristaux de Na₂SO₄, 10H₂O ». Congrès AFCAT-JCAT Nancy (1981)
- [CLI] www.climator.com
- [CON96] M. CONTI , CH. CHARACH - Thermodynamics of heat storage in a pcm shell-and-tube heat exchanger in parallel or in series with a heat engine - Solar Energy Vol. 57, No. 1, pp. 59-68, 1996
- [CRI] www.cristopia.com
- [CSTB] Le confort d'été, programmer et atteindre une performance thermique - le logement - CETE Méditerranée, CSTB
- [CTIF] www.ctif.com
- [DAR04] Numerical modelling and thermal simulation of PCM–gypsum composites with ESP-r Dariusz Heim*, Joe A. Clarke
- [DAV75] E.S. DAVIS, R. BARTERA, Stratification in solar water heater storage tanks, in: Proceedings of the Workshop on Solar Energy Storage Subsystems for the Heating and Cooling of Buildings, Charlottesville, Virginia, USA, 1975, pp. 38–42.
- [DEV] www.developpement-durable.gouv.fr
- [DGALN] Rapport DGALN – Définition d'une méthode de détermination d'un COP saisonnier de pompes à chaleur inversables ou non et premières vérifications expérimentales / PAC air/air – Septembre 2009
- [DGUP] Rapport DGUP – Définition d'une méthode de détermination d'un COP saisonnier de pompes à chaleur inversables ou non et premières vérifications expérimentales / PAC air/eau – Avril 2009
- [DOL11] P. Dolado, A. Lazaro, J. Marin, B. Zalba- « Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation » - Energy Conversion and Management, 2011, 52, 1890-1907
- [DUK12] N. DUKHAN , C. CHEN - Metal-Foam Enhanced PCM Storage System: the Cylinder-in-Cylinder Geometry - ASHRAE winter conference 2012 - ASHRAE Transactions, Volume 118, Part 1.
- [DUM] J.P. Dumas – « Stockage du froid par chaleur latent » - Techniques de l'ingénieur – be9775
- [DUM10] J.P. DUMAS – Utilisation de Méthodes d'Identification pour la Caractérisation de Matériaux à Changement de Phases (MCP) – Projet ANR du programme Stock-E 2010
- [ELD 97] El-Dessouky, H. and Al-Juwayhel, F., 1997, "Effectiveness of a thermal energy storage system using phase-change materials", Energy Conversion and Management, 38, 601-617.
- [ELQ12] H. El Qarnia, A. Draoui, E.K. Lakhal, Computation of Melting with Natural Convection Inside a Rectangular Enclosure Heated by Discrete Protruding Heat Sources, Appl. Math. Modelling (2012)
- [EMA07] Eman-Bellah S., Ghazy M.R., «Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system», Solar Energy 81 (2007) 839–845
- [ENCL] Paquet « Energie-Climat » (E 3452, E 3494, E 3573, E 3756, E 3771, E 3772, E 3774 et E 3780) - déposé par la commission chargée des affaires Européennes - 18 novembre 2008

- [EPS] www.pcmproducts.net
- [FAR04] Farid, M.M., Khudhair, A.M., Razack, S.A.K and Al-Hakkaj, S., 2004, "A review on phase change energy storage: materials and applications", *Energy Conversion and Management*, 45, 1597 - 1615.
- [FER07] J. FERNANDEZ-SEARA , F. UHIA, J. SIERES - Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part I: Static mode of operation - *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 129–136
- [FRA] www.ifam-dd.fraunhofer.de
- [FRA12] Francesco G., Marco P., Matthias H., "A numerical model to evaluate the thermal behaviour of PCM glazing system configurations" , *Energy and Buildings*, Volume 54 (2012) P. 141-153
- [GAR85] Garg, H.P., Mullick, S.C. and Bhargava, A.K., 1985, "Solar thermal energy storage", D. Reidel Publishing Co.
- [HAL71] Hale, D.V., Hoover, M.J., and O'Neill, M.J., 1971, "Phase change materials Hand Book", Marshal Space Flight Center, Alabama.
- [HAM06] Z. HAMMOU, M. LACROIX - A hybrid thermal energy storage system for managing simultaneously solar and electric energy - *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 273–288
- [HAS98] Hasnain, S., 1998, "Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: heat storage materials and techniques," *Energy Conservation and Management*, 39, 1127-1138.
- [HEN00] H. Henderson, D. Parker, Y. Huang - Improving DOE-2's RESYS routine : user defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions.
- [HEN96] J.R. Henriquez, Estudo numérico e experimental sobre vidros térmicos, M.Sc. Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Sao Paulo, Brasil, 1996.
- [HIL83] J.M. Hill, A. Kucera, Freezing a saturated liquid inside a sphere, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26 (1983) 1631–1637.
- [HIR94] Hiran, S., Suwondo, A., Mansoori, G., 1994, "Characterization of alkanes and paraffin waxes for application as phase change energy storage medium", *Energy Sources*, 16, 117-128.
- [HO95] C. J. HO, C. H. CHU, Numerical simulation of heat penetration through a vertical rectangular phase change material/air composite cell, *International Journal of Heat Mass Transfer*. Vol. 39, No. 9, pp. 1785-1795, 1996
- [HUA04] M. HUANG , P. EAMES , B. NORTON - Thermal regulation of building-integrated photovoltaics using phase change materials - *International J. of Heat and Mass Transfer* 47, pp. 2715-2733
- [INC] F. Incropera, D. Dewitt – *Fundamental of heat and mass transfer* 4th Edition – John Wiley & Sons, 1996.
- [ISM00] K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez, L.F.M. Moura, M.M. Ganzarolli, Ice formation around isothermal radial finned tubes, *Energy Conversion and Management* 41 (2000) 585–605.
- [ISM02] K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez, Numerical and experimental study of spherical capsules packed bed latent heat storage system, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1705–1716

- [ISM70] K.A.R. Ismail, F.N. Micaroni, J.R. Henriquez, A parametric study of an ice-on-coil storage unit, in: R. Van Keer, C.A. Brebbia (Eds.), Fourth International Conference on Moving Boundaries: Computational Modelling of Free and Moving Boundary Problems, Ghent, Belgium, 1970, pp. 133–142.
- [ISM97] K.A.R. Ismail, J.N.C. Castro, PCM thermal insulation in buildings, *International Journal of Energy Research* 21 (1997) 1281–1296.
- [ISM98a] K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez, U-values, optical and thermal coefficients of composite glass systems, *Solar Energy Materials and Solar Cell* 52 (1998) 155–182.
- [ISM98b] K.A.R. Ismail, Bancos de Gelo: Fundamentos e Modelagem, Campinas, Sao Paulo, Brazil, 1998.
- [ISM99] K.A.R. Ismail, C. Quispe, J.R. Henriquez, A numerical and experimental study on a parallel plate ice bank, *Applied Thermal Engineering* 19 (2) (1999) 163–193.
- [JEC93] T.B. Jeckel, J.W. Mitchell, S.A. Klein, Modelling of ice-storage tanks, *ASHRAE Transaction* 99 (1) (1993) 1016– 1023.
- [KAU91] Kauranen, P., Peippo, K. and Lund, P.D, 1991, "An organic PCM storage system with adjustable melting temperature," *Solar Energy*, 46, 275-278.
- [KAY00] Sari, A. and Kaygusuz, K., 2000, "Energy and exergy calculations of latent heat storage systems," *Energy Sources*, 22, 117-126.
- [KAY99] Kaygusuz, K., 1999, "The viability of thermal energy storage", *Energy Sources*, 21, 745-755.
- [KIN09] E. Kinab – Optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire - Thèse Ecole des Mines de Paris, Décembre 2009.
- [KOF09] J. KOFFI - Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles - Thèse de doctorat à l'Université de la Rochelle – 2009.
- [KON95] S. Kondepudi, K. Murali, H. Lorsch, A. Bhalerao – Avoiding heat pump evaporator frosting through the use of dessicant – *Solar engineering*, 1 (1995), p. 25-33
- [KUR96] A. Kurklu, A. Wheldon, P. Hadley, Mathematical modelling of the thermal performance of a phase-change material (PCM) store: cooling cycle, *Applied Thermal Engineering* 16 (7) (1996) 613–623.
- [LAN78] Lane, G.A., 1978, " Macro-encapsulation of PCM", Report No. oro/5117-8, Dow Chemical Company, Midland, Michigan, 152.
- [LAN83] Lane G., 1983, "Latent heat materials", Volume 1, CRC Press, Boca Raton, Florida.
- [LAN89] Lane, G.A., 1989, " Hand book of thermal design, Chapter 1:Phase change thermal storage materials', Edited by C. Guyer, McGraw Hill Book Co.
- [LAZ09a] A. LAZARO , P. DOLADO , J. MARIN , B. ZALBA - PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Empirical model and application to design - *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 444–449
- [LAZ09b] A. LAZARO , P. DOLADO , J. MARIN , B. ZALBA - PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Experimental results of two real-scale prototypes - *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 444–449
- [LIU06] Z.LIU , Z. WANG, C. MA - An experimental study on the heat transfer characteristics of a heat pipe heat exchanger with latent heat storage - *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 967–991

- [LOH11] E. LOHSE , J. RÜCKERT, G. SCHMITZ - Performance investigation of regularly structured composite latent heat storages - ICR 2011, August 21 - 26 - Prague, Czech Republic
- [LON08] J. Long, D. Zhu - « Numerical and experimental study on heat pump water heater with PCM for thermal storage » - Energy and Buildings, 2008, 40, 666-672
- [MAR10] V. MARTIN , B. HEB, F. SETTERWALL - Direct contact PCM–water cold storage - Applied Energy 87 (2010) 2652–2659
- [MAR98] M.J. Marongiu, R. Clarksean, Thermal management of outdoor enclosures using phase change materials, Electronics Cooling 4 (1) (1998), Available at: www.electronics-cooling.com/.
- [MBG] www.mbg-industries.com
- [MED09] M. MEDRANO, M.O. YILMAZ, M. NOGUÉS, I. MARTORELL, J. LUISA, F. CABEZA, - Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems - Applied Energy 86 (2009) 2047–2055
- [MEI09] J. Meinert – Cellular metals and composites for an optimisation of the loading and re-loading behaviour of thermal storages – 4th International Renewable Energy Storage Conference (IRES 2009)
- [MES05] O. MESALHY – Heat transfer phenomena in foams infiltrated with phase change materials: Applications to cooling for electronics and energy storage devices – PhD thesis - University of Dayton Ohio – 2005
- [MET09] E. METTAWEE , G. ASSASSA - Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system - Solar Energy 81 (2007) 839–845
- [MIC] www.microteklabs.com
- [MIL82] W. Miller – Laboratory evaluation of the heating capacity and efficiency of a high efficiency air-to-air heat pump with emphasis on frosting-defrosting operation – ORNL-CON – 69 (1982).
- [MIL84] W. Miller – Frosting experiments for a heat pump having a one-row spine-fine outdoor coil – ASHRAE Transaction, 4 (1984), p. 1009-1025
- [MIL84a] L.F. Milanez, Desenvolvimento teorico e verificacao experimental de modelos para a solidificacao em geometria esferica, Doctoral Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Sao Paulo, Brasil, 1984.
- [MIL84b] L.F. Milanez, K.A.R. Ismail, Solidification in spheres, theoretical and experimental investigation, in: 3rd International Conference on Multi-Phase and Heat Transfer, Miami, 1984.
- [MOD] Modelica® - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling Language Specification Version 3.3
- [MOO82] F.E. Moore, Y. Bayazitoglu, Melting within a spherical enclosure, Journal of Heat Transfer 104 (1982) 19–23.
- [MOS12] A.H. Mosaffa, F. Talati, M.A. Rosen, H. Basirat Tabrizi, Approximate analytical model for PCM solidification in a rectangular finned container with convective cooling boundaries, International Communications in Heat and Mass Transfer 39 (2012) 318–324.
- [NAK95] A.E. Nakhi, Adaptive construction modelling within whole building dynamic simulation, Ph.D. thesis, University of Strathclyde, Glasgow 1995.
- [NAN04] A. Nuntaphan , T. Kiatsiriroat , C.C. Wang – Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification – Applied Thermal Engineering 25 (2005) 327–340

- [PAP99] PAPON (P.), LEBLOND (J.) et MEIJER (P.). – Physique des Transitions de Phase - Dunod (1999)
- [PED73] R.I. Pedroso, G.A. Domoto, Perturbation solutions for spherical solidification of saturated liquids, *Journal of Heat Transfer* 95 (1973) 42–46.
- [PER04] T. Perrotin – Etude côté d'air d'échangeurs à haute efficacité énergétique utilisés dans les systèmes de conditionnement d'air résidentiels - Thèse Ecole des Mines de Paris, Juin 2004
- [PIL76] Pillai, K.K. and Brinkwarth, B.J.,1976, "The storage of low grade thermal energy using phase change materials,"*Applied Energy*, 2, 205-216.
- [PRU89] M. Prud'homme, T.H. Nguyen, D.L. Nguyen, A heat transfer analysis for solidification of slabs, cylinders, and spheres, *Journal of Heat Transfer* 111 (1989) 699–705.
- [REG08] Regin, A. F., Solanki, S. C., and Saini, J. S., 2008, "Heat Transfer Characteristics of Thermal Energy Storage System Using PCM Capsules: A Review," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 12, pp. 2438–2458.
- [RIL74] D.S. Riley, S.T. Smith, G. Poots, The inward solidification of spheres and circular cylinders, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17 (1974) 1507–1516.
- [RT12] www.rt-batiment.fr
- [RTE] www.rte-france.com
- [RUB] www.rubitherm.com
- [SHA02] Sharma, A., Sharma, S.D. and Buddhi, D., 2002, " Accelerated thermal cycle test of acetamide, stearic acid and paraffin wax for solar thermal latent heat storage applications", *Energy Conversion and Management*, 43, 1923 - 1930.
- [SHA04] , S. Shao, W. Shi, X. Li, H. Chen, Performance representation of variable speed compressor for inverter air-conditioners based on experimental data *International journal of refrigeration* 27 (2004) 805-815.
- [SHA99a] Sharma, S.D., Buddhi, D. and Sawhney, R.L., 1999, "Accelerated thermal cycle test of latent heat-storage materials,"*Solar Energy*, 66, 483-490.
- [SHA99b] Sharma, S.D., 1999, "Study of thermal energy storage in phase change materials for low temperature solar applications", Ph.D. Dissertation, Devi Ahilya University, Indore, India.
- [SHI71] Y.P. Shih, T.C. Chou, Analytical solution for freezing a saturated liquid inside or outside spheres, *Chemical Engineering Science* 26 (1971) 1787–1793.
- [SHU09] A. SHUKLA , D. BUDDHI, R.L. SAWHNEY - Solar water heaters with phase change material thermal energy storage medium: A review - *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 2119–2125
- [SP] www.sp.se
- [SRT04] U. Stritih – « An experimental study of enhanced heat transfer in rectangular PCM thermal storage » - *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47, 2841-2847
- [STR03] U. Stritih - « Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage system for buildings » - *Energy and Buildings*, 2003, 35, 1097-1104
- [TAO67] L.C. Tao, Generalized numerical solutions of freezing a saturated liquid in cylinders and spheres, *AIChE Journal* 13 (1967) 165–169.
- [TEA] www.teappcm.com

- [TH12] www.bulletin-officiel.developpement-durable.gouv.fr
- [THI08] S. THIERS – Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive – Thèse de doctorat à l’Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris – 2008
- [TIE96] G. Tieyi, Z. Yinping, G. Xinshi, Theoretical analysis of heat transfer in a cool storage tank filled with rectangular enclosures containing phase change material, in: W. Buxuan (Ed.), Heat Transfer Science and Technology, Higher Education Press, Beijing, China, 1996, pp. 734–739.
- [TIT08] P. TITTELEIN – Environnements de simulation adaptés à l’étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation – Thèse de doctorat à l’Université de Savoie – 2008
- [VEL97] R. Velraj, R.V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber, K. Schwarzer, Experimental analysis and numerical modeling of inward solidification on a finned vertical tube for a latent heat storage unit, Solar Energy 60 (1997) 281–290.
- [VER98] Veraj, R., Seeniraj, B., Hafner B., Faber, C. and Schwarzer, K., 1998, “Heat transfer enhancement in a latent heat storage system,” Solar Energy, 65, 171-180.
- [WAN00] Wang, X., Lu, E., Lin, W., Liu, T., Shi, Z., Tang, R. and Wang, C., 2000. “Heat storage performance of the binary systems neopentyl glycol/pentaerythritol and neopentyl glycol/trihydroxy menthyl-aminomethane as solid phase change materials,” Energy Conservation and Management, 41, 129-134.
- [WIL89a] M.W. Wildin, C.R. Truman, Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks—Part I (scale model tank), ASHRAE Trans. 95 (1) (1989) 1086.
- [WIL89b] M.W. WILDIN, Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks - Part II (prototype tank), ASHRAE Trans. 95 (Part 1) (1989) 1096.
- [YAO89] Yao, L. S., and Prusa, J., 1989, “Melting and Freezing,” Adv. Heat Transfer, 19, pp. 1–95.
- [ZAL03] Zalba, B., Marin, J.M., Cabeza, L.F. and Mehling, H., 2003, "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, Applied Thermal Engineering, 23, 251 - 283.
- [ZUK07a] M. Zukowski – « Experimental study of short term thermal energy storage unit based on enclosed phase change material in polyethylene film bag » - Energy Conversion and Management, 2007, 48, 166-173
- [ZUK07b] M. ZUKOWSKI - Mathematical modeling and numerical simulation of a short term thermal energy storage system using phase change material for heating applications - Energy Conversion and Management 48 (2007) 155–165

ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE A CHALEUR RESIDENTIELLE INTEGRANT UN STOCKAGE PAR CHALEUR LATENTE

RESUME : L'introduction des énergies renouvelables intermittentes, la mise en place d'une réglementation thermique qui baisse les besoins de chauffage d'un facteur 5 à 10, entraîne une re-conception des moyens de chauffage intégrant efficacité énergétique et effacement d'équipements domestiques lors des heures de pointe. Cette thèse comporte l'étude et la conception d'une PAC intégrant un stockage thermique par chaleur latente dans son condenseur. Ce stock permettra un effacement d'au moins deux heures. Les besoins d'une maison basse consommation (BBC) ont été évalués ainsi que la quantité de chaleur à stocker afin d'assurer cet effacement. Une étude sur le phénomène de changement de phase et les MCP a été menée afin de sélectionner un matériau adapté à cette application. Le phénomène de changement de phase a été modélisé en régime dynamique. Quatre matériaux candidats ont été sélectionnés et analysés par calorimétrie différentielle (DSC) avec ajustement par méthode inverse. Plusieurs structures de l'échangeur stockeur ont été proposées, simulées et optimisées et deux ont été choisies et réalisées. Les deux échangeurs réalisés ont été testés seuls et intégrés dans un système de PAC. La dernière génération a donné des résultats très encourageants pour le développement d'une PAC à stockage efficace. Finalement, l'apport de stockage a été évalué en termes d'efficacité énergétique et d'émissions de CO₂. Cette PAC présente une amélioration potentielle du COP saisonnier de 20 à 30 % comparativement à des PAC air/eau et air/air du fait de la gestion intelligente du stockage/déstockage d'énergie en faisant fonctionner la PAC pendant les heures les plus favorables de la journée et en évitant les cycles courts de fonctionnement correspondant aux besoins thermiques faibles.

Mots clés : pompe à chaleur, stockage thermique, MCP, chauffage résidentiel, Modelica

STUDY AND DESIGN OF A RESIDENTIAL HEAT PUMP INTEGRATING LATENT HEAT STORAGE

ABSTRACT : The introduction of intermittent renewable energies, the implementation of a thermal regulation, which decreases heating needs of a factor between 5 and 10, causes a redesign of heating systems integrating energy efficiency and the cut-off of domestic equipments during peak hours. This thesis involves the study and design of a heat pump incorporating a latent thermal storage in its condenser. This storage will allow a cut-off during at least two hours. The heating needs of a low-energy consumption house (BBC) have been estimated as well as the heat amount to be stored so as to ensure such a cut-off. A study on the phase-change phenomenon and the PCM has been carried out in order to select suitable materials for this application. A dynamic model of the phase change was also developed. Four candidate materials were selected and analyzed by tuned Differential Scanning Calorimetry (DSC) with adjustment by the inverse method. Several storing-exchanger structures have been proposed, simulated, and optimized; two of them have been realized. Both heat exchangers have been tested alone and then integrated into a heat pump system. The final generation gave very promising results for the development of an efficient heat pump with storage. Finally, the heat storage effect has been evaluated in terms of energy efficiency and CO₂ emissions. This heat pump presents potential improvement of the seasonal COP between 20% and 30% compared to air-to-water and air-to-air heat pumps because of the smart monitoring of the energy storage/delivery due to the heat pump operation during the most favorable hours of the day and by avoiding short cycles operation corresponding to low heating needs.

Keywords : heat pump, thermal storage, PCM, residential heat, Modelica